

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh stolu před rovnačkou profilů
Engineering Design of the Table before Bar Straightener

Student:

Lukáš Pastor

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Pastor**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh stolu před rovnačkou profilů**
Engineering Design of the Table before Bar Straightener
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte stůl před rovnačkou profilů, jehož účelem je rozložení svazku vyválnovaných profilů a následné zavádění jednotlivých profilů do rovnačky. Cílem konstrukčního řešení je snížit namáhavou práci obsluhy rovnačky. Hmotnost svazku je maximálně 4000 kg, hmotnost jednotlivého profilu od 10 do 250 kg. Délka vývalků je od 3 do 12 metrů. Zpracujte variantní řešení a pro vybranou variantu vytvořte kompletní 3D model a výkresovou dokumentaci dle upřesnění vedoucího bakalářské práce.


Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016
Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2017

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo o nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15. 5. 2017

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Pastor

Adresa trvalého pohybu autora práce:

Dobrá 237, 739 51

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za jeho odbornou pomoc a konzultaci při vytváření této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Pavlu Juroszovi z firmy VÚHŽ a.s. za jeho rady a nápady. Poděkování patří také mé rodině za materiální a finanční podporu po celou dobu studia.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PASTOR, L. *Konstrukční návrh stolu před rovnačkou profilů*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2017, 70 s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem stolu před rovnačkou profilů, který umožňuje rozdělení svazku válcovaných profilů na jednotlivé kusy a jejich dopravu k procesu rovnání. V úvodu práce je uveden a popsán současný stav stolu před rovnačkou profilů. Další část je zaměřena na proces výroby a zpracování speciálních profilů. Poté následují varianty konstrukčního řešení a nakonec vlastní konstrukční řešení, včetně popisu jednotlivých částí a početního řešení nejdůležitějších konstrukčních uzlů. Součástí práce je také výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PASTOR, L. *Engineering desing of the table before bar straightener*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design, 2017, 70 pg. Thesis head: Kubín, T.

The bachelor thesis deals with the design of the table before bar straightener, which allows the bundle of rolled profiles to be divided into individual pieces and their transport to the straightening process. At the beginning of the thesis, the current state of the table is presented and described before bar straightener. The next part is focused on the process of production and processing of special profiles. Followed by design options, and finally the design solution, including the description of individual parts and the numerical solution of the most important structural nodes. Part of the thesis is also drawing documentation.

Obsah

Seznam použitých symbolů	8
Úvod.....	13
1 Zhodnocení současného stavu	14
1.1 Příprava a postup výroby profilů	15
1.2 Stůl před rovnačkou profilů	16
2 Možnosti konstrukčního řešení.....	18
3 Vlastní konstrukční řešení	19
3.1 Popis rozduřovacího zařízení	20
3.2 Popis řetězového dopravníku	21
3.3 Popis válečkového dopravníku	23
3.4 Funkce zařízení	24
3.5 Hydraulický systém.....	25
4 Návrh a výpočet rozduřovacího zařízení	26
4.1 Kontrola nosníku úložné části na ohyb	26
4.2 Návrh hydromotorů	29
4.3 Pevnostní analýza rozduřovacího klínu.....	32
4.4 Pevnostní analýza rozduřovacího vozíku	35
4.5 Návrh a kontrola vodících rolen.....	38
5 Návrh a výpočet řetězového dopravníku	40
5.1 Výpočet tažné síly a pohonu	40
5.2 Pevnostní kontrola dopravního řetězu.....	47
6 Návrh a výpočet válečkového dopravníku	50
6.1 Návrh pohonu.....	50
6.2 Pevnostní kontrola řetězu válečkového dopravníku	53
7 Závěr.....	58
8 Seznam použité literatury	59
9 Seznam příloh.....	60

Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
A_1	Osová vzdálenost mezi kladkou a hnaným kolem dopravníku	[m]
A_2	Osová vzdálenost mezi koly válečkového dopravníku	[m]
D_1	Roztečný průměr řetězového kola dopravníku	[m]
D_2	Roztečný průměr řetězového kola převodu	[m]
d_1	Průměr pístu	[m]
d_2	Průměr hřídele v místě uložení hnacího kola	[m]
F_1	Síla působící na pero v náboji	[N]
F_{c1}	Tahová složka řetězu dopravníku	[N]
F_{c2}	Tahová složka řetězu převodu	[N]
F_g	Tíhová síla svazku	[N]
F_{g1}	Tíhová síla na jeden nosník	[N]
F_{gv}	Tíhová síla vozíku	[N]
F_{m1}	Tahová složka dopravníku	[N]
F_{m2}	Tahová složka převodu	[N]
F_{pt1}	Síla při přetržení řetězu 20B-1	[N]
F_{pt2}	Síla při přetržení řetězu 08B-1	[N]
F_{r1}	Síla zatížení rolny klínu	[N]
F_{r2}	Síla zatížení rolny vozíku	[N]
F_{r1Do}	Dovolená síla zatížení rolny klínu	[N]
F_{r2Do}	Dovolená síla zatížení rolny vozíku	[N]
F_{fd1}	Tahová síla v řetězu dopravníku	[N]
F_{fd2}	Tahová síla v řetězu převodu	[N]
F_{sh}	Síla svislého hydromotoru	[N]

F_{sh}	Síla svislého hydromotoru	[N]
F_{t1}	Tažná síla řetězu	[N]
$F_{tč1}$	Odpor valivého a čepového tření válečku	[N]
F_{tr1}	Třecí síla břemene	[N]
f	Součinitel smykového tření	[–]
$f_{\check{c}}$	Součinitel čepového tření	[–]
f_h	Součinitel počtu pracovních hodin	[–]
f_p	Součinitel polohy nákladu	[–]
f_{pr}	Součinitel pracovního prostředí	[–]
f_r	Součinitel frekvence rozběhu	[–]
f_s	Součinitel provozu	[–]
f_v	Součinitel rychlosti	[–]
f_z	Součinitel charakteristiky zatížení	[–]
g	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h_1	Průhyb řetězu dopravníku	[m]
h_2	Průhyb řetězu převodu	[m]
I_{xx}	Moment setrvačnosti válečku	$[kg \cdot m^2]$
i_1	Převodový poměr řetězového dopravníku	[–]
i_2	Převodový poměr řetězového převodu	[–]
i_r	Počet vodících rolek vozíku	[–]
$i_{\check{r}}$	Počet řetězů dopravníku	[–]
i_p	Počet profilů na řetězovém dopravníku	[–]
i_v	Počet válečků	[–]
k_{min1}	Minimální bezpečnost rámu klínu	[–]
k_{min2}	Minimální bezpečnost rámu vozíku	[–]
k_{s1}	Součinitel statické bezpečnosti řetězu dopravníku	[–]

k_{s2}	Součinitel statické bezpečnosti řetězu převodu	$[-]$
k_{D1}	Součinitel dynamické bezpečnosti řetězu dopravníku	$[-]$
k_{D2}	Součinitel dynamické bezpečnosti řetězu převodu	$[-]$
L	Délka nosníku	$[m]$
$L_{ř1}$	Délka řetězu dopravníku	$[m]$
$L_{ř2}$	Délka řetězu převodu	$[m]$
l_1	Účinná délka pera	$[m]$
l_{p1}	Maximální vzniklé posunutí simulací zátěže rámu klínu	$[m]$
l_{p2}	Maximální vzniklé posunutí simulací zátěže rámu vozíku	$[m]$
M_{k1}	Potřebný krouticí moment řetězového dopravníku	$[N \cdot m]$
M_{k2}	Výstupní krouticí moment pohonu dopravníku	$[N \cdot m]$
M_{k3}	Potřebný krouticí moment pohonu válečků	$[N \cdot m]$
M_{k4}	Výstupní krouticí moment pohonu válečků	$[N \cdot m]$
M_o	Moment ohybu	$[N \cdot m]$
M_t	Moment odporu válečku	$[N \cdot m]$
M_v	Krouticí moment válečku	$[N \cdot m]$
m_1	Hmotnost 1m řetězu 20B-1	$[kg]$
m_2	Hmotnost 1m řetězu 08B-1	$[kg]$
m_{max1}	Maximální hmotnost svazku	$[kg]$
m_{max2}	Maximální hmotnost nákladu	$[kg]$
m_p	Hmotnost nejtěžšího profilu	$[kg]$
$m_{ř1}$	Hmotnost řetězu dopravníku	$[kg]$
m_s	Hmotnost břemene	$[kg]$
m_v	Hmotnost vozíku	$[kg]$
m_{v1}	Hmotnost nákladu zatěžující 1 váleček	$[kg]$
m_{vl}	Hmotnost válečku	$[kg]$

P_1	Potřebný výkon řetězového dopravníku	$[W]$
P_2	Výstupní výkon řetězového dopravníku	$[W]$
P_3	Potřebný výkon pohonu válečků	$[W]$
P_4	Výstupní výkon pohonu válečků	$[W]$
p_1	Pracovní tlak	$[Pa]$
p_2	Tlak v náboji	$[Pa]$
p_{2D0}	Dovolený tlak v náboji	$[Pa]$
p_{D1}	Dovolený tlak v kloubu řetězu dopravníku	$[Pa]$
p_{D2}	Dovolený tlak v kloubu řetězu převodu	$[Pa]$
p_{m1}	Měrný tlak v kloubu řetězu dopravníku	$[Pa]$
p_{m2}	Měrný tlak v kloubu řetězu převodu	$[Pa]$
R_{ax}	Axiální reakce v bodě A	$[N]$
R_{ay}	Radiální reakce v bodě A	$[N]$
R_{by}	Radiální reakce v bodě B	$[N]$
$r_{\check{c}}$	Poloměr čepu válečku	$[m]$
r_{r1}	Poloměr vodící rolny vozíku	$[m]$
r_v	Poloměr válečku	$[m]$
S_1	Plocha pístu	$[m^2]$
S_{k1}	Plocha kloubu řetězu dopravníku	$[m^2]$
S_{k2}	Plocha kloubu řetězu převodu	$[m^2]$
t	Poloměr válečku	$[m]$
t_1	Rozteč článků řetězu 20B-1	$[m]$
t_2	Rozteč článků řetězu 08B-1	$[m]$
t_3	Výška drážky pro pero v náboji	$[m]$
v_1	Rychlost řetězového dopravníku	$[m \cdot s^{-1}]$
v_2	Obvodová rychlost válečku	$[m \cdot s^{-1}]$

v_h	Rychlost hydromotorů	$[m \cdot s^{-1}]$
X_1	Počet článků řetězu dopravníku	$[-]$
X_2	Počet článků řetězu převodu	$[-]$
Y	Počet zubů řetězového kola dopravníku	$[-]$
z_1	Počet zubů řetězového kola dopravníku	$[-]$
z_2	Počet zubů řetězového kola převodu	$[-]$
ε	Úhlové zrychlení válečku	$[rad \cdot s^{-2}]$
η_c	Účinnost hydromotoru	$[-]$
λ_1	Činitel tření dopravníku	$[-]$
λ_2	Činitel tření převodu	$[-]$
ξ	Rameno valivého odporu	$[m]$
σ_o	Napětí v ohybu	$[Pa]$
σ_{z1}	Maximální vzniklé napětí simulací zátěže rámu klínu	$[Pa]$
σ_{z2}	Maximální vzniklé napětí simulací zátěže rámu vozíku	$[Pa]$
τ_k	Napětí v krutu	$[Pa]$
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	$[Pa]$
ω	Úhlová rychlost válečku	$[rad \cdot s^{-1}]$

Úvod

Válcovny profilů jsou hutní provozy, jejichž součástí je mnoho zařízení, která zajišťují výrobu, zpracování a dopravu vývalků. Velká část válcoven se zaměřuje na výrobu normalizovaných profilů, které se válcují na velkých spojitých tratích a jejich možnosti využití jsou rozmanité. Válcovna firmy VÚHŽ a.s. se však zabývá válcováním speciálních profilů, které jsou svým unikátním tvarem určené pro velmi úzké použití. Tyto profily se válcují v menším množství, vzhledem k technickému vybavení, a proto se firma pustila do rozsáhle modernizace výrobní haly. Z toho důvodu je předmětem bakalářské práce konstrukční návrh stolu před rovnačkou profilů, který pomůže zlepšit dopravní cykly a manipulaci s vyválcovaným materiálem před procesem rovnání. Cílem bakalářské práce je zhodnotit současný stav stolu, navrhnout varianty řešení dané problematiky a vybrat nejlepší možné řešení. Dále popsat danou konstrukci a pomocí výpočtů ověřit správnost návrhu.



Obr. 1 Válcovací stolice firmy VÚHŽ a.s. [3]

1 Zhodnocení současného stavu

Válcování je tváření kovů za tepla nebo za studena. Polotovary jsou pracovními válci vtahovány do válcovací mezery, která je menší než jeho vstupní rozměr. Materiál se mezi válci deformuje, výška se snižuje, materiál se prodlužuje a současně rozšiřuje na požadovaný tvar. Výsledkem procesu je vývalek, který může mít různý tvar a velikost, v podobě profilů, trubek, tyčí, kolejnic a plechů. Rozeznávají se tři způsoby válcování, a to podélné, příčné a kosé. Ocelové profily se nejčastěji válcují podélným způsobem. Běžně vyráběnými jsou profily normalizované, které se válcují na spojitých tratích a ve velkém množství [1].

Mezi tyto vývalky například patří profily I, U a L. Používají se k výrobě ocelových konstrukcí, ve stavebnictví nebo jsou určeny pro kovářny a tažárny, kde jsou v podobě polotovaru dále zpracovávány. Méně běžnými jsou profily speciální (Obr. 1.2), které jsou tvarově nesouměrné, mají unikátní tvar a jsou určeny pro velmi úzké použití. Po válcování a vychladnutí se profily ve svazku přemístí na stůl před rovnačkou, kde jsou jednotlivé profily dopraveny ke vstupu do rovnačky. Rovné vývalky dále pokračují k procesu frézování nebo broušení.



Obr. 1.1 Speciální profil závěsu



Obr. 1.2 Závěs dveří Škody Octavia

1.1 Příprava a postup výroby profilů

Profil se vyrábí podle výkresů, který poskytuje zákazník. Z výkresu se zjišťují informace o tvaru a rozměru profilu, metrové hmotnosti, materiál, množství a podobně. Nejprve se posuzuje z technického a výrobního hlediska, poté z hlediska logistiky. Technolog určí u daného materiálu válcovitost. Kalibrér posoudí konečný tvar profilu včetně tolerancí, rozměr vstupního polotovaru a typ válcovacích válců (Obr. 1.3), včetně jejich životnosti vzhledem k válcovanému množství daného profilu. Dále vedoucí výroby posoudí vyrobitelnost, určí termíny výroby válců, armatur a zároveň definuje úpravu profilů jako rovnání, řezání nebo frézování. Logistika určí, zda je schopna sehnat vstupní materiál, tak aby byl profil dodán v požadovaném termínu.

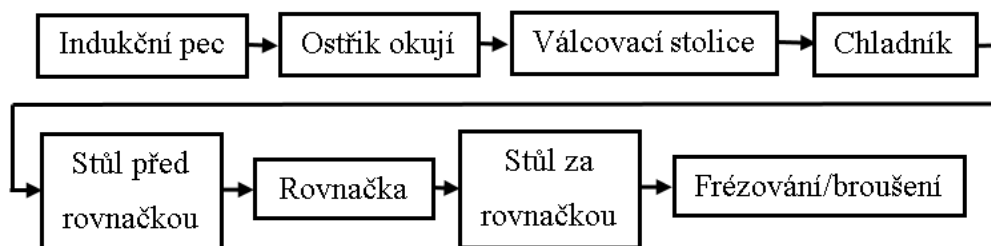


Obr. 1.3 Kalibrovaný válec

V okamžiku, kdy je zadána výroba profilu, je nutné připravit do válcovací stolice válce a armatury. V průběhu přestavby je do pece dopraven materiál a ohříván na teplotu v rozmezí 1150 až 1200 °C. Následuje záběh profilu, kdy se nejprve válcují krátké kusy a za nimi již následují dlouhé kusy určené pro zákazníka. Ohřátý materiál po opuštění pece projde ostřikem okují, kde se nežádoucí okuje odstraňují tryskáním vodou pod vysokým tlakem. Materiál dále pokračuje k válcovací stolici, kde ho valcír pomocí speciálně tvarovaných kleští vloží do prvního kalibru a projde na druhou stranu. Druhý valcír, který stojí na druhé straně stolice, materiál po vyjetí uchopí do kleští za druhý konec, případně otočí a vloží tyč do dalšího kalibru. Tyč projede opět k prvnímu valcíři. Jednotlivé průchody stolicí tyč zdeformují po celé délce, vždy o něco blíž k výslednému tvaru. Po posledním průchodu pošle operátor tyč na chladicí rošt, kde válcované tyče chladnou. Během chladnutí dochází u nesymetrických profilů k zakřivení z důvodu nerovnoměrného chladnutí průřezu tyče.

1.2 Stůl před rovnačkou profilů

Po ochlazení na okolní teplotu, jsou tyče dopraveny prostřednictvím řetězového dopravníku chladníku k pilám, kde jsou nařezány na expediční délky a uloženy do kapes, kde čekají na další proces. Když je kapsa naplněna, přesune se již svazek profilů na stůl před rovnačkou a pomocí obsluhy rovnačky jsou jednotlivé tyče dopraveny ke vstupu do rovnačky (Obr. 1.5) a vyrovnají se. Následně vývalky pokračují k procesu frézování nebo broušení výronků, tato úprava profilů uzavírá výrobní proces (Obr. 1.4).



Obr. 1.4 Schéma výrobního procesu



Obr. 1.5 Rovnačka profilů

Stůl před rovnačkou (Obr. 1.6) tvoří důležitou dopravní část výrobního procesu speciálních profilů. Zajišťuje rozložení svazku profilů a dopravu jednotlivých vývalků k rovnačce. Konstrukce současného stolu se skládá z rámu a válečkového dopravníku bez pohonu. Rám je svařenec z převážně normalizovaných profilů a hlavní nosná část je složena z I profilů, které tvoří ložnou plochu rozkládacího roštu. Válečkový dopravník tvoří 12 nehaných válečků s roztečí 0,4 m. Celková délka stolu je 6 m a výška je 0,8 m. Stůl je také vybaven stavitelnými patkami pro změnu výšky stolu.



Obr. 1.6 Současný stůl před rovnačkou profilů

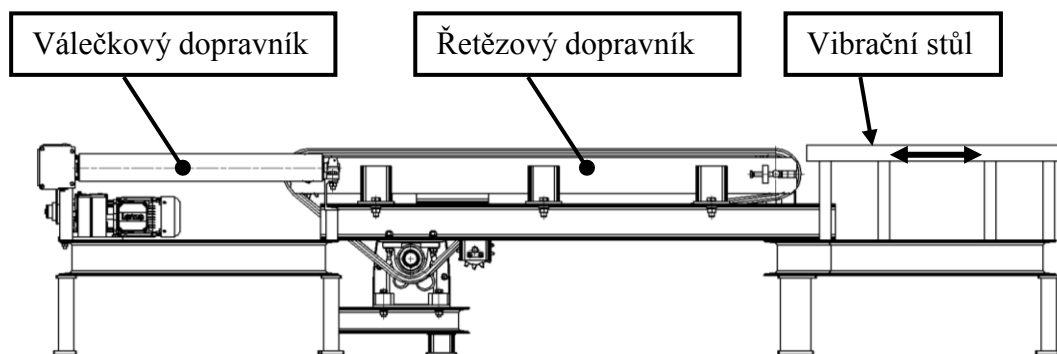
Svazek profilů (Obr. 1.7) se dopravuje na rošť stolu pomocí jeřábu, hmotnost svazku může dosahovat až 4000 kg. Po umístění a výměně rovnacích válců v rovnačce pro daný profil umístěný na stole se obsluha rovnačky snaží pomocí páčidel a fyzické síly dostat jednotlivé profily na válečkový dopravník a dopravit je do vstupu rovnačky. Nejtěžší manipulace dle obsluhy je s dlouhými nesymetrickými profily, které se vlivem chladnutí křiví, tento jev je u každého profilu jiný. Tyto křivé pruty jsou do sebe zapleteny a manipulace s nimi je velice fyzicky náročná. Hmotnost jednoho profilu je 10 až 250 kg. Při snaze o rozpletení svazku vzniklo během několika let řada zdravotních problémů. Z tohoto důvodu je nutné navrhnout nový stůl, který by ulehčil práci obsluze a omezil výskyt úrazů. Posledním požadavkem je prodloužení stolu z důvodu válcování dlouhých profilů.



Obr. 1.7 Svazek profilů na stole před rovnačkou

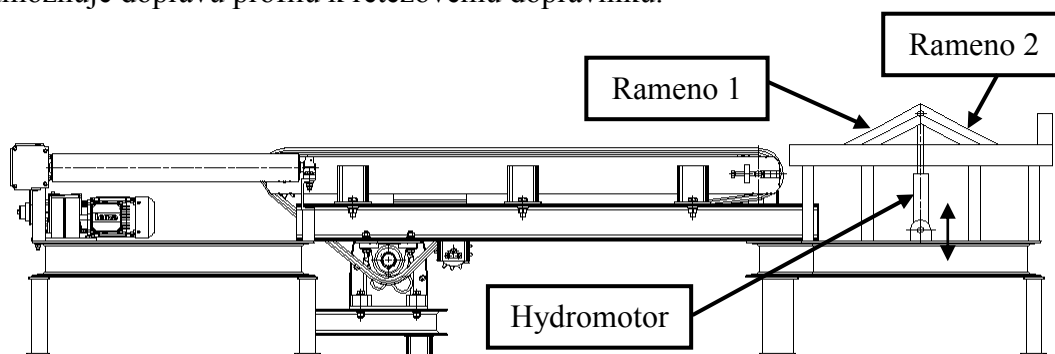
2 Možnosti konstrukčního řešení

Navrhované zařízení by se mělo skládat z úložné části, řetězového dopravníku a válečkového dopravníku. Součástí úložné části, na kterou se položí balík profilů, musí být rozdružovací zařízení pro rozdělení svazku a dopravu materiálu na řetězový dopravník. Rozdružení tvoří nejsložitější část zařízení, z toho důvodu jsem navrhl varianty a poté vybral tu nejlepší, která splňovala všechna kritéria. První variantou rozdružení svazku profilů je pomocí vibračního stolu (Obr. 2.1), kdy pomocí vibrací se jednotlivé profily uvolní a rozprostřou po stole. Tato varianta zajistí pouze rozdružení, nikoliv však dopravu profilů k řetězovému dopravníku. Další nevýhodou této varianty je velká energetická náročnost a hlučnost.



Obr. 2.1 Konstrukční návrh s vibračním stolem

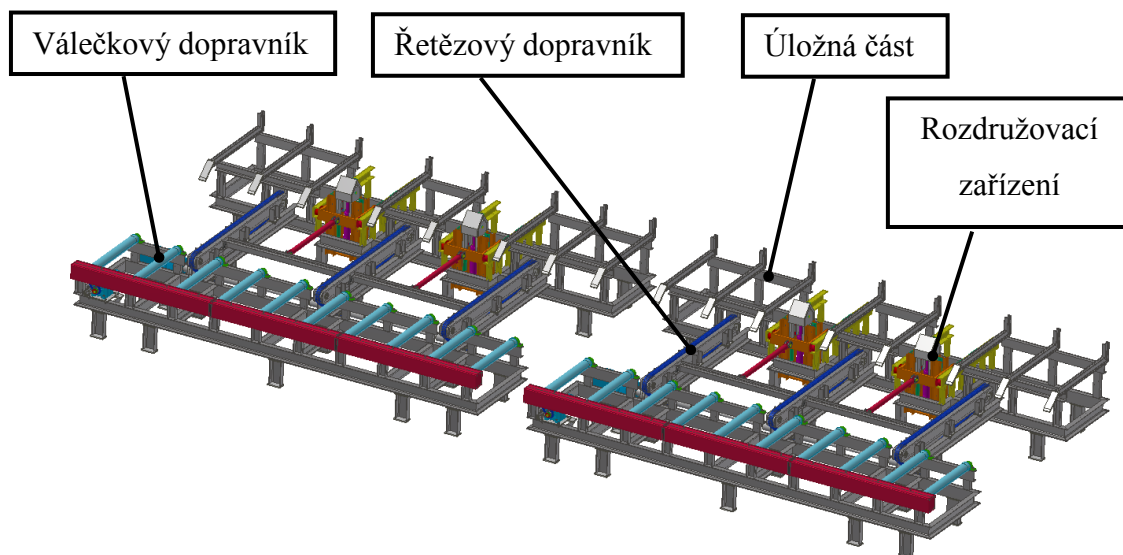
Druhou variantou je rozdružovací stůl (Obr. 2.2), který mění tvar ložné plochy na klínový. Úložnou část stolu tvoří dvě ramena spojená čepem a přímočarý dvojčinný hydromotor. Po uložení svazku se pomocí hydromotoru začnou zvedat ramena stolu, tím se změní tvar ložné plochy ve tvaru klínu a opakovaným zvednutím a zasunutím pístu hydromotoru dojde k rozdružení svazku profilů. Tato varianta, stejně jako předešlá, neumožňuje dopravu profilů k řetězovému dopravníku.



Obr. 2.2 Konstrukční návrh s rozdružovacím stolem

3 Vlastní konstrukční řešení

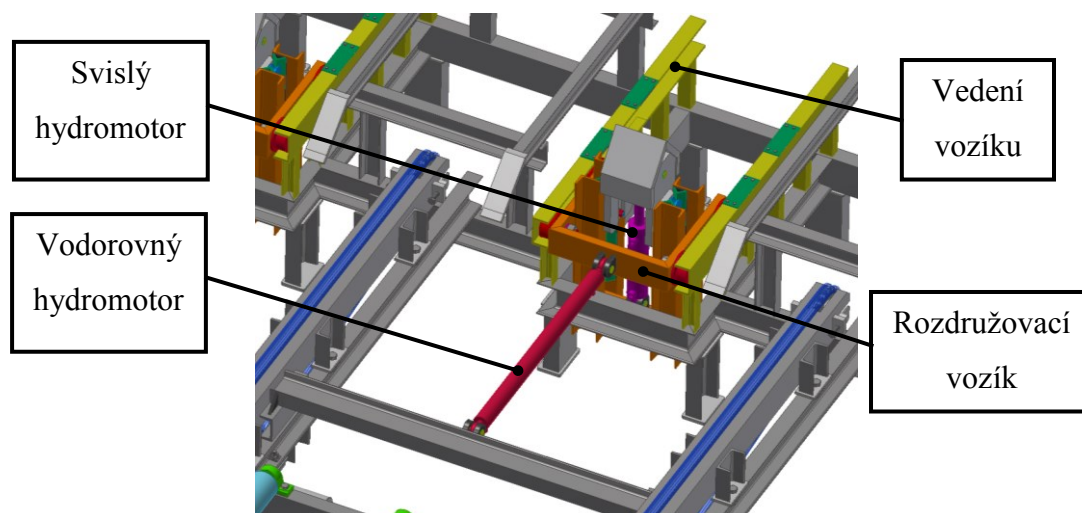
Konečné konstrukční řešení (Obr. 3.1) je tvořeno dvěma menšími totožnými stoly, které umožní lepší manipulaci s profily a budou pracovat současně. Délka jednoho stolu je 5 m a šířka 4 m. Mezi stoly je mezera velká 0,6 m, která umožní snazší montáž a údržbu zařízení. Stůl se skládá z úložné části, rozdružovacích zařízení, řetězového dopravníku a válečkového dopravníku (Obr. 3.1). Úložná část je tvořena svařeným rámem z normalizovaných profilů. Hlavní nosnou část tvoří základní rám z U profilů a příčně navažené I profily (viz kap. 4.1) zakončené dorazem pro uložení svazku profilů. Na rámu úložné části obou stolů jsou umístěny vedení pro dvě rozdružovací zařízení, které je tvořeno UPE profily. Ve vedení se pohybuje rozdružovací vozík pomocí dvojčinného přímočarého hydromotoru uloženého na rámu tvořeném I profilem, který je přivařen k nosníku řetězového dopravníku. Další části konstrukce stolu jsou tři řetězové dopravníky spřažené na jedné společné hřídeli a poháněné elektromotorem s čelní převodovkou. Délka dopravníku je 1,8 m a roztečná vzdálenost mezi nimi je 1,6 m. Poslední část konstrukce stolu tvoří válečkový dopravník, který se skládá z 10 hnaných válečků s roztečí 0,5 m. Pohonnou jednotku tvoří elektromotor s čelní převodovkou a krouticí moment je rozváděn pomocí řetězových převodů.



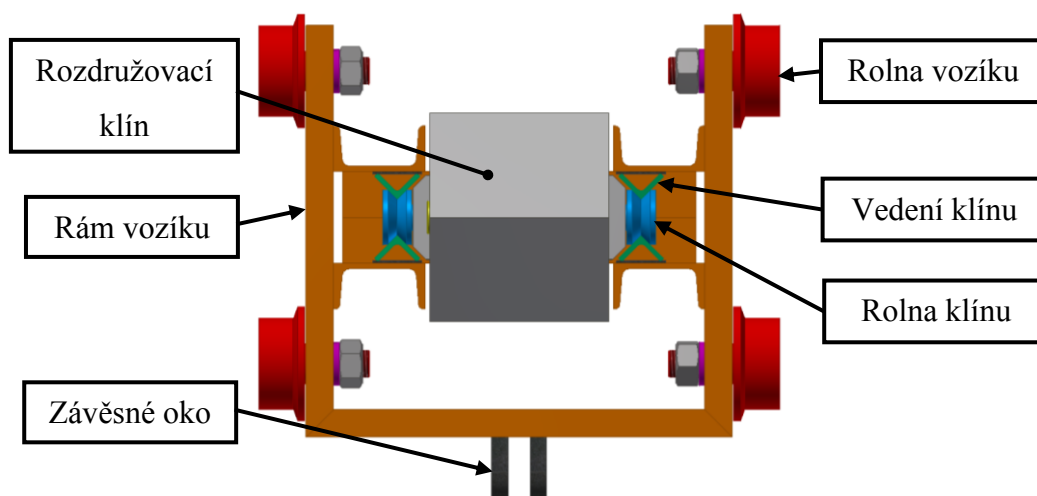
Obr. 3.1 Konstrukční návrh stolu před rovnačkou

3.1 Popis rozdružovacího zařízení

V úložné části stolů jsou umístěny 4 rozdružovací zařízení (Obr. 3.2), které se skládají z vozíku, rozdružovacího klínu, vodorovného hydromotoru, svislého hydromotoru a vedení. Hlavní část zařízení tvoří vozík, v jehož svařeném rámu je uložen dvojčinný přímočarý hydromotor o zdvihu 0,2 m, který pohání klín vedený v rámu. Pohon vozíku zajišťuje vodorovně uložený dvojčinný přímočarý hydromotor o zdvihu 0,8 m a je umístěn na rámu přivařenému k nosníku řetězového dopravníku. Základem rámu je I profil, ke kterému jsou navařena závěsná oka k zajištění hydromotoru. Další části vozíku jsou vodící rolly HPJ 100-1 [9], které zajišťují jeho vedení v dráze tvořící UPE profil, ve kterém jsou vyřezány otvory pro vložení vozíku do dráhy. Rozdružovací klín se skládá ze svařeného rámu a vodících roln HPV40 [8], které zajišťují vedení klínu v rámu vozíku, jehož základem je L profil přivařený k rámu.



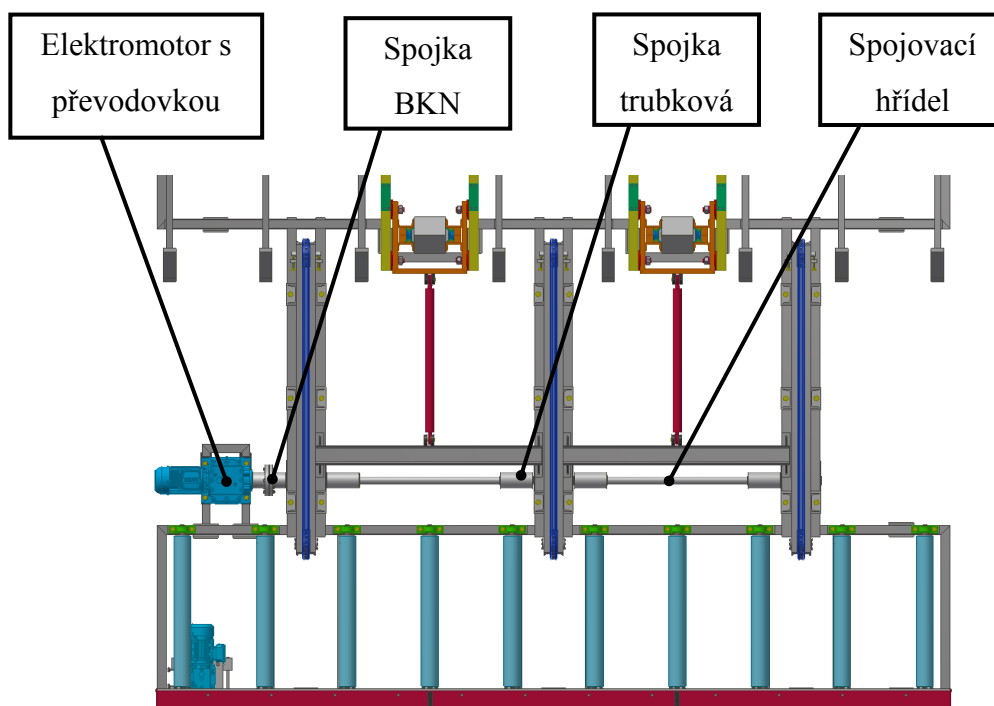
Obr. 3.2 Detail rozdružovacího zařízení



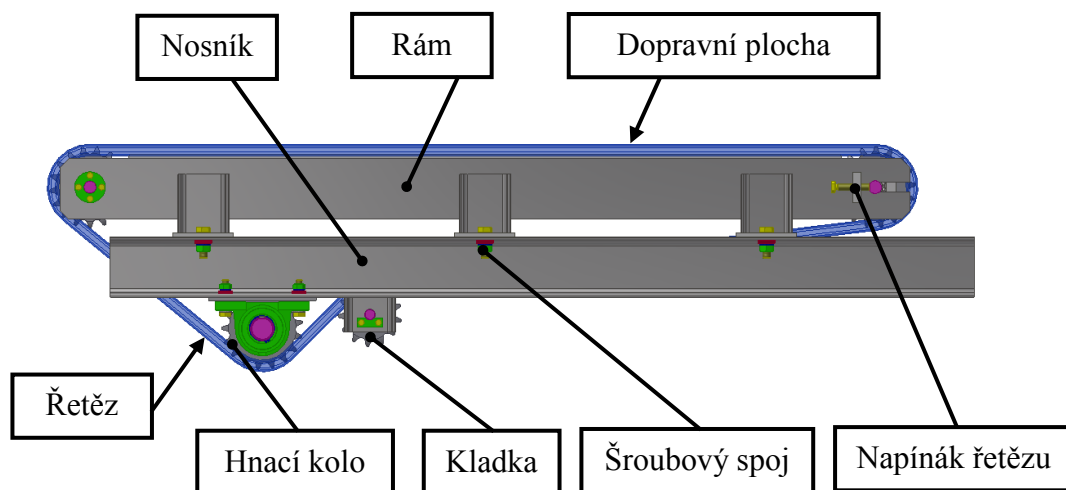
Obr. 3.3 Půdorys rozdružovacího vozíku

3.2 Popis řetězového dopravníku

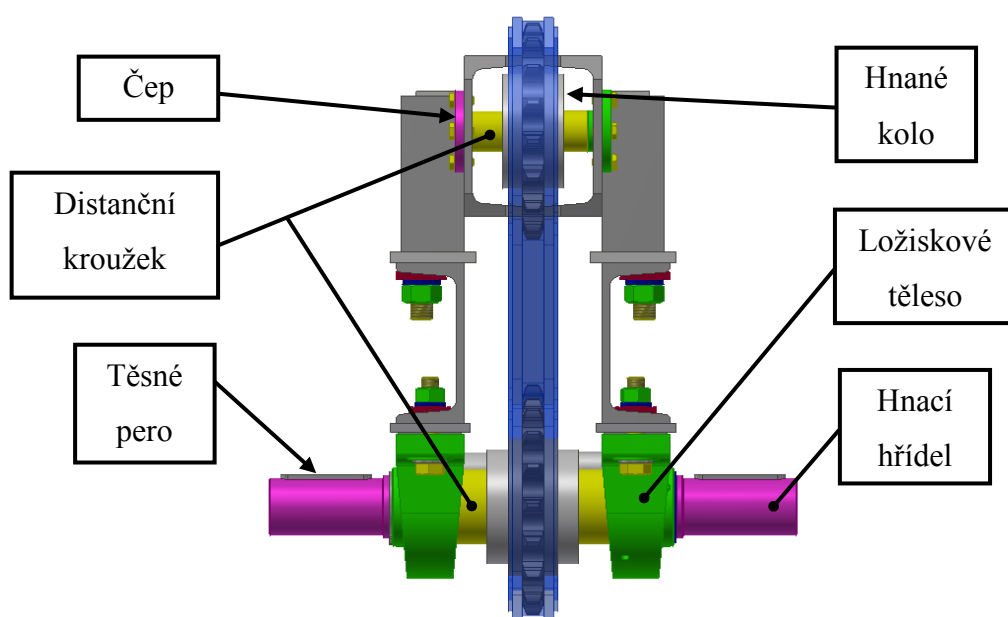
Na stole před rovnačkou o délce 5 metrů jsou umístěny 3 řetězové dopravníky spřažené společnou hřídelí (Obr. 3.4). Dopravníky jsou spojeny pomocí spojovací hřídele a trubkové spojky pro přenos krouticího momentu od pohonu, kterým je elektromotor s čelní převodovkou. Hřídel je spojena s motorem pomocí spojky BKN s pružnými pouzdry [10] a uložena v ložiskových tělesech UCP 211 [11]. Základ dopravníku tvoří svařenec rámu, který se skládá z U profilů a vodící lišty pod řetězem na dopravní ploše. Celý rám je uložen na dvou nosnících a zajištěn pomocí šroubových spojů. Nosníky leží na rámu úložné části a válečkového dopravníku. Dalším konstrukčním prvkem je řetězový převod, který tvoří hnací řetězové kolo, které je uloženo na hnací hřídeli a dvě hnaná řetězová kola. Z důvodu zvětšení úhlu opásání je za hnacím kolem umístěna pevná kladka. Napínání řetězu je řešeno u hnaného kola pomocí šroubu a matice, která je navařena na rám dopravníku (Obr. 3.5). Hnaná řetězová kola jsou uložena na čepech, které jsou zajištěny proti posunutí a otočení na rámu dopravníku (Obr. 3.6).



Obr. 3.4 Půdorys řetězového dopravníku



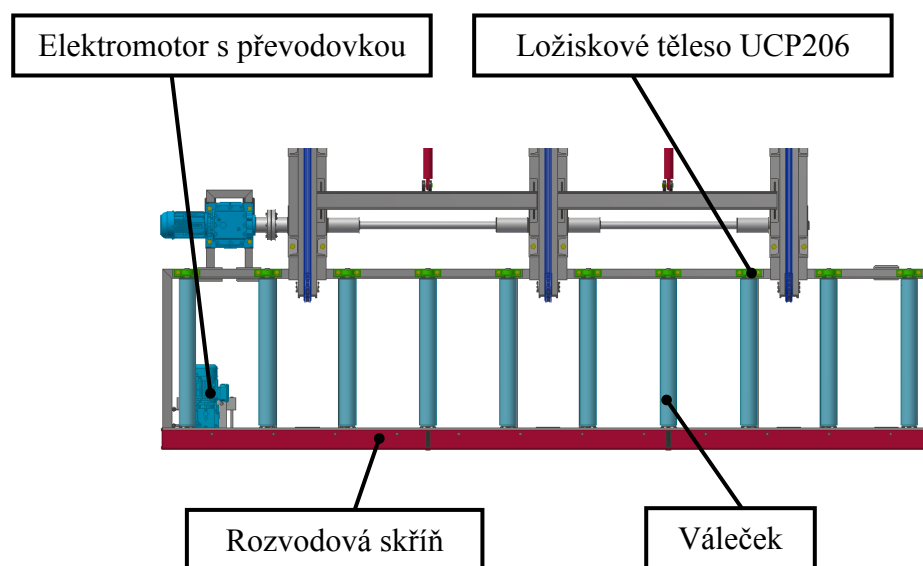
Obr. 3.5 Bokový řetězový dopravník



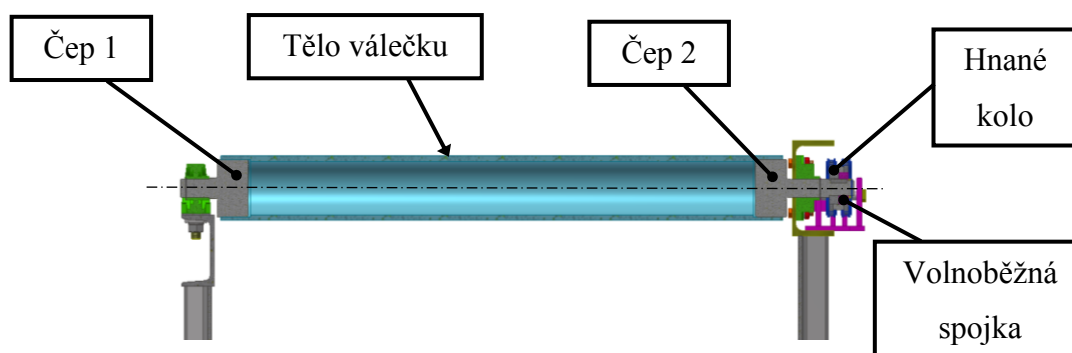
Obr. 3.6 Nárys řetězového dopravníku

3.3 Popis válečkového dopravníku

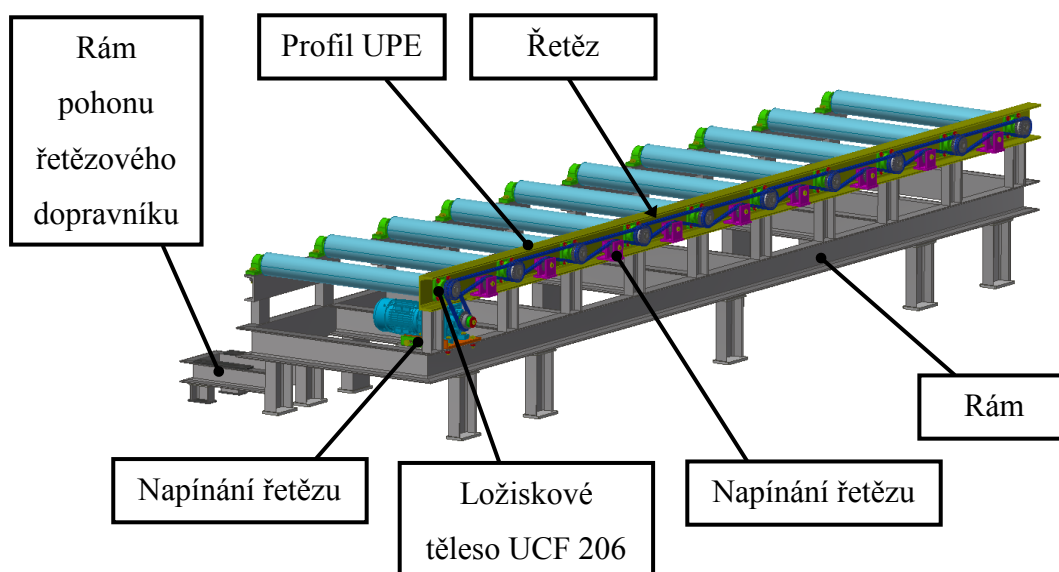
Válečkovou trať stolu o délce 5 m tvoří 10 hnaných válečků s roztečí 0,5 m (Obr. 3.7). Pohon válečků tvoří elektromotor s čelní převodovkou a krouticí moment je rozváděn na válečky pomocí řetězových převodů, které jsou opatřeny napínacími kladkami (Obr. 3.9). Celý rozvod je zabudován do UPE profilu, ke kterému se pomocí šroubů připevní kryty. Hlavní nosnou část tvoří svařený rám z U profilů a příčně navařených I profilů. Válečky jsou uloženy v ložiskových tělesech UCP 206 [11] (Obr. 3.7) a UCF 206 [12] (Obr. 3.9), která jsou pomocí šroubových spojů připevněna ke konzolám, které jsou přivařeny k nosnému rámu. Váleček dopravníku je svařenec tvořený čepem a nosným tělem (Obr. 3.8). Na čepu válečku je uloženo řetězové kolo, jehož součástí je samostředící volnoběžná spojka UKC 25 ZZ, která slouží pro využití válečkové tratě bez pohonu. Součástí rámu dopravníku je i svařenec rámu pro uložení pohonu řetězového dopravníku, který tvoří U profily.



Obr. 3.7 Půdorys válečkového dopravníku



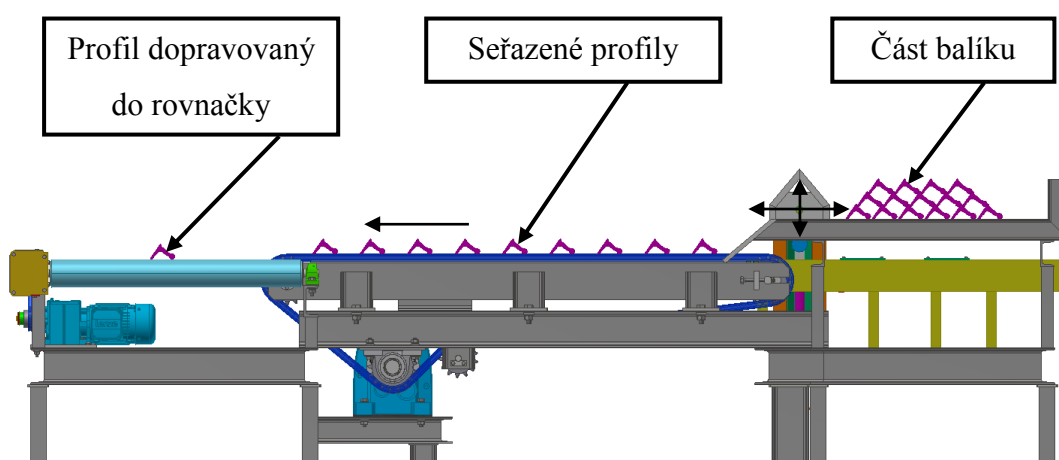
Obr. 3.8 Sestava válečku



Obr. 3.9 Válečkový dopravník

3.4 Funkce zařízení

Navržené řešení funguje tak, že balík speciálních profilů se pomocí jeřábu položí na úložnou část stolu. Obsluha rovnačky najede pomocí hydraulikou poháněných klínů v zasunuté pozici do požadovaného místa, například na kraj balíku a po vysunutí klínu dojde k rozdužení a oddělení krajních kusů, které budou poté dopraveny pomocí stěny klínu k řetězovému dopravníku, kde se budou za sebou řadit jednotlivé profily s pomocí obsluhy. Takto seřazené profily budou tvořit zásobník pro hnaný válečkový dopravník, po kterém se jednotlivé profily dopraví ke vstupu rovnačky.



Obr. 3.10 Bokorys stolu před rovnačkou s profily

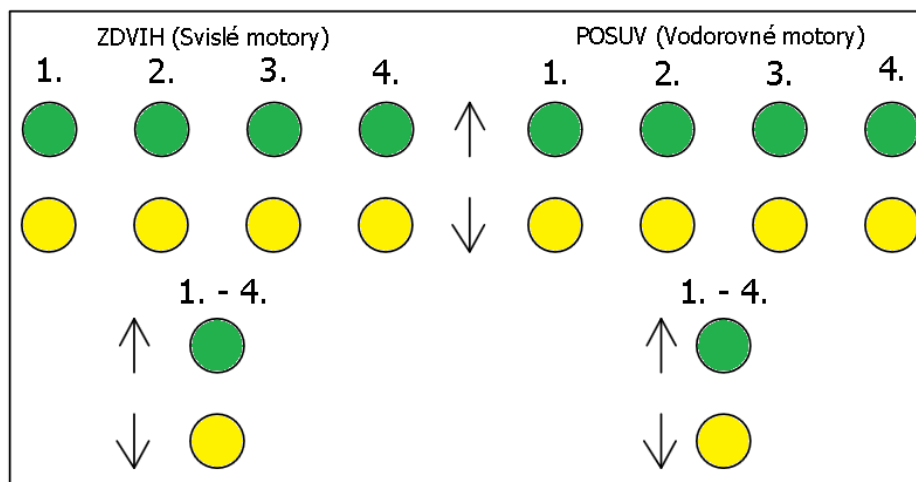
3.5 Hydraulický systém

Pro navrženou konstrukci stolu je nutné specifikovat požadavky na hydraulický agregát rozduřovacích zařízení, který by měl sloužit pro pohon 8 přímočarých hydromotoru ve směru svislém a vodorovném.

Požadavky

- Počet svisle uložených hydromotorů: 4
- Počet vodorovně uložených hydromotorů: 4
- Zdvih svislého hydromotoru: 0,2 m
- Zdvih vodorovného hydromotoru: 0,8 m
- Výstupní síla svislého hydromotoru: $F_{sh} = 19\,620\, N$
- Výstupní síla vodorovného hydromotoru: $F_{vh} = 4200\, N$
- Maximální provozní tlak: $p_1 = 10 \cdot 10^6\, Pa$
- Rychlost hydromotorů: $v_h = 0,1\, m \cdot s^{-1}$

Na základě požadavků navrhnu specialisté na hydrauliku parametry hydraulického agregátu, jehož součástí bude elektromotor pohánějící hydrogenerátor, který je zdrojem tlaku. Průtok hydrogenerátoru bude dimenzován na rychlost vysouvání hydromotorů $v_h = 0,1\, m \cdot s^{-1}$. Okruhy pro řízení svislých a vodorovných hydromotorů se budou skládat z pojistného a odlehčovacího ventilu, manometru, zubového děliče průtoku a rozvaděčů. Logika ovládání (Obr. 3.11) rozduřovacího zařízení bude taková, že pro každý motor bude zvlášť tlačítko pro vysunutí i zasunutí. Další budou pro vysunutí a zasunutí všech motorů v jednom směru. Stisknutím a držením tlačítka se dá motor (motory) do pohybu, po uvolnění tlačítka se motory zastaví v dané poloze.



Obr. 3.11 Schéma ovládacího panelu

4 Návrh a výpočet rozdružovacího zařízení

4.1 Kontrola nosníku úložné části na ohyb

Materiálem nosníku I 80 úložné části je ocel 11 373. Nosník je zatížen svazkem profilů o maximální hmotnosti $m_{max1} = 4000 \text{ kg}$.

Výpočet tíhové síly svazku

$$F_g = m_{max1} \cdot g \quad (4.1)$$

$$F_g = 4000 \cdot 9,81$$

$$F_g = 39\,240 \text{ N}$$

Kde:

m_{max1} – Maximální hmotnost svazku [kg]

g – Gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Výpočet síly zatěžující 1 nosník

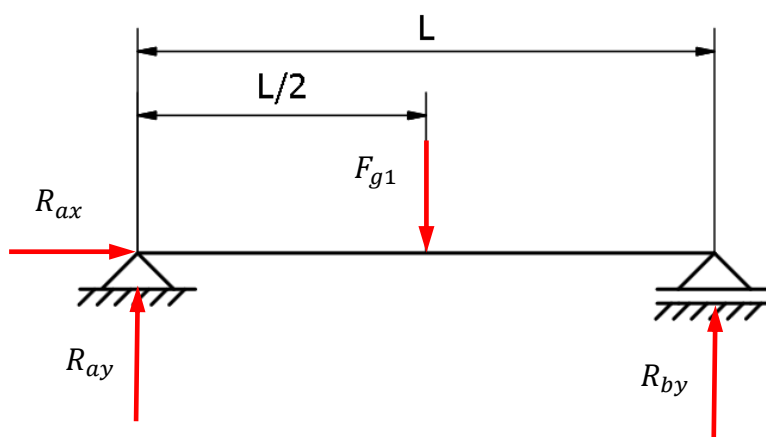
$$F_{g1} = \frac{F_g}{i_n} \quad (4.2)$$

$$F_{g1} = \frac{39240}{8}$$

$$F_{g1} = 4905 \text{ N}$$

Kde:

i_n – Počet nosníků [–]



Obr. 4.1 Schéma zatížení nosníku

Rovnice rovnováhy v ose x

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad (4.3)$$

$$R_{ax} = 0$$

Kde:

$$R_{ax} \quad - \text{Axiální reakce v bodě A [N]}$$

Rovnice rovnováhy v ose y

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad (4.4)$$

$$-F_{g1} + R_{ay} + R_{by} = 0$$

$$R_{ay} = F_{g1} - R_{by}$$

$$R_{ay} = 4905 - 2452,5$$

$$R_{ay} = 2452,5 \text{ N}$$

Kde:

$$R_{ay} \quad - \text{Radiální reakce v bodě A [N] (Obr. 4.1)}$$

$$R_{by} \quad - \text{Radiální reakce v bodě B [N] (Obr. 4.1)}$$

Momentová rovnice

$$\Sigma M_{ia} = 0 \quad (4.5)$$

$$F_{g1} \cdot \left(\frac{L}{2}\right) - R_{by} \cdot L = 0$$

$$R_{by} = \frac{F_{g1} \cdot \left(\frac{L}{2}\right)}{L}$$

$$R_{by} = \frac{4905 \cdot \left(\frac{0,82}{2}\right)}{0,82} = 2452,5 \text{ N}$$

Kde:

$$L \quad - \text{Délka nosníku [m] (Obr. 4.1)}$$

Výpočet napětí v ohybu

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{Do} = 150 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ je voleno pro materiál nosníku 11 373.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (4.6)$$

$$\sigma_o = \frac{R_{ay} \cdot \left(\frac{L}{2}\right)}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_o = \frac{2452,5 \cdot \left(\frac{0,82}{2}\right)}{1,95 \cdot 10^{-5}} \leq 150 \cdot 10^6$$

$$\sigma_o = \frac{2452,5 \cdot \left(\frac{0,82}{2}\right)}{1,95 \cdot 10^{-5}} \leq 150 \cdot 10^6$$

$$\sigma_o = 51,6 \cdot 10^6 \leq 150 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Podmínka je splněna, navržený nosník vyhovuje.

Kde:

σ_o – Napětí v ohybu [Pa]

σ_{Do} – Dovolené napětí v ohybu [Pa] [2]

M_o – Ohybový moment [$N \cdot m$]

W_o – Průřezový modul v ohybu [m^3]

4.2 Návrh hydromotorů

Návrh svislého hydromotoru

Zasouvání a vysouvání rozdružovacího klínu zajišťuje svislý hydromotor, maximální hmotnost břemene je $m_s = 1500\text{kg}$.

Výpočet síly hydromotoru

$$F_{sh} = m_s \cdot g \quad (4.7)$$

$$F_{sh} = 1500 \cdot 9,81$$

$$F_{sh} = 14715\text{ N}$$

Kde:

m_s – Maximální hmotnost břemene [kg]

F_{sh} – Síla svislého hydromotoru [N]

Výpočet plochy pístu

Pro návrh hydromotoru byl zvolen provozní tlak $p = 16 \cdot 10^6\text{ Pa}$, pracovní tlak p_1 byl zvolen s ohledem na ztráty v obvodu nižší, $p_1 = 10 \cdot 10^6\text{ Pa}$. Účinnost byla zvolena $\eta_c = 0,95$.

$$S_1 = \frac{F_{sh}}{p_1 \cdot \eta_c} \quad (4.8)$$

$$S_1 = \frac{14715}{10 \cdot 10^6 \cdot 0,95}$$

$$S_1 = 1,55 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2$$

Kde:

p_1 – pracovní tlak [Pa]

η_c – účinnost hydromotoru [-]

Výpočet průměru pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (4.9)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}}$$

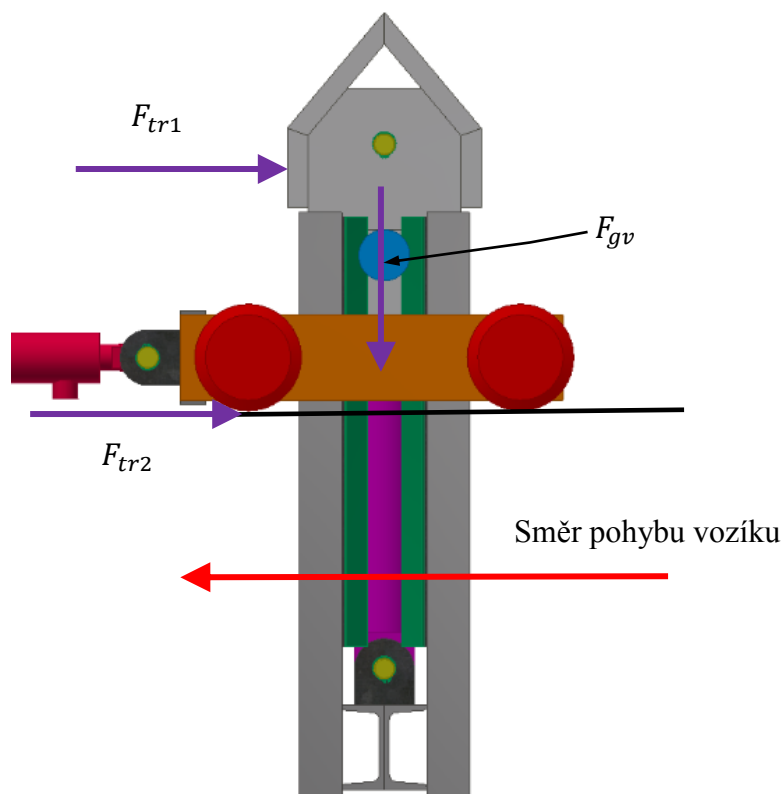
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,55 \cdot 10^{-3}}{\pi}}$$

$$d_1 = 44,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Podle vypočteného průměru pístu hydromotoru, byl zvolen normalizovaný průměr pístu $d_1 = 63 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Dále se zvolil dvojčinný přímočarý hydromotor ZH1 63/36 x 200-R od firmy Hydraulics s. r. o. (Příloha A) [7].

Návrh vodorovného hydromotoru

Pohyb rozdružovacího vozíku zajišťuje vodorovně uložený hydromotor.



Obr. 4.2 Schéma zatížení vozíku při pohybu

Výpočet třecí síly břemene

$$F_{tr1} = f \cdot \frac{F_g}{2} \quad (4.10)$$

$$F_{tr1} = 0,2 \cdot \frac{39240}{2}$$

$$F_{tr1} = 3924 \text{ N}$$

Kde:

f – Součinitel smykového tření [–] [2]

Výpočet tíhové síly vozíku

$$F_{gv} = m_v \cdot g \quad (4.11)$$

$$F_{gv} = 160 \cdot 9,81$$

$$F_{gv} = 1570 \text{ N}$$

Kde:

m_v – Hmotnost vozíku [kg]

Výpočet valivého odporu vozíku

$$F_{tr2} = i_r \cdot \xi \cdot \frac{F_{gv}}{r_{r1}} \quad (4.12)$$

$$F_{tr2} = 4 \cdot 0,0005 \cdot \frac{1570}{0,05}$$

$$F_{tr2} = 63 \text{ N}$$

Kde:

i_r – Počet vodících rolek vozíku [–]

ξ – Rameno valivého odporu [m] [2]

r_{r1} – Poloměr vodící rolky vozíku [m]

Výpočet síly hydromotoru

$$F_{vh} = F_{t1} + F_{tr2} \quad (4.13)$$

$$F_{vh} = 3924 + 63$$

$$F_{vh} = 3987 \text{ N}$$

Vypočtená síla slouží pro návržení vhodného hydromotoru.

Volba hydromotoru

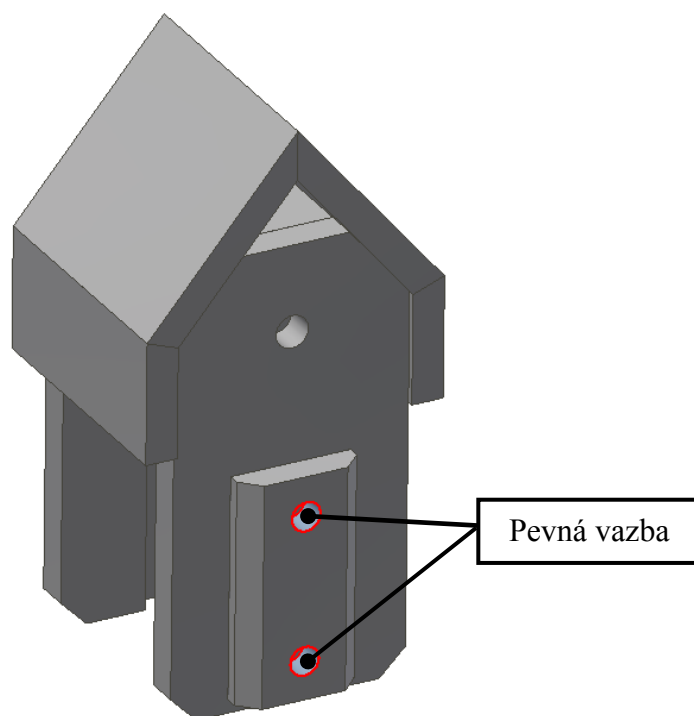
Z důvodu délky dráhy vozíku 0,8 m, dochází k namáhání pístní tyče na vzpěr, velikost a rozměry hydromotoru se určí z diagramu vzpěrné pevnosti (Příloha B). Podle redukované délky $l_r = 1,807 \text{ m}$ a dovolené síly hydromotoru $F_{DOV} = 16 \cdot 10^3 \text{ N}$ je volen z diagramu dvojčinný přímočarý hydromotor EH 50/28 x 800 – R od firmy Hydraulics s. r. o. (Příloha C) [7].

4.3 Pevnostní analýza rozdružovacího klínu

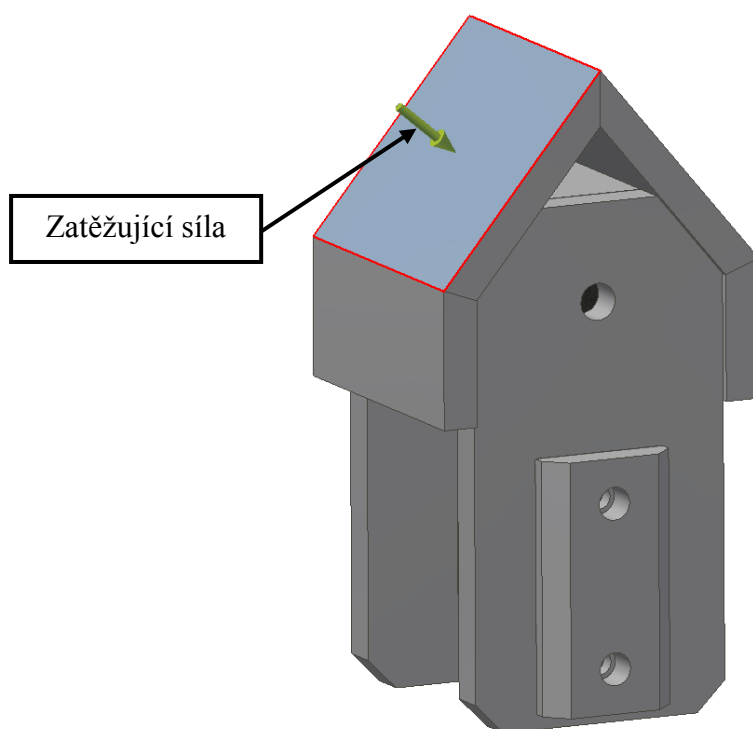
Pomocí MKP analýzy v programu Autodesk Inventor 2015 se provedla kontrola svařence rámu rozdružovacího klínu. Tato metoda je zvolena z důvodu složitého tvaru rámu a nerovnoměrného zatížení klínu při rozdružování speciálních profilů. Konstrukce klínu je zatěžována největším zatížením, které by mohlo nastat, a to při vysunutí klínu do svazku profilů. Zatěžující síla se rovná síle svislého hydromotoru. Nerovnoměrné zatížení plochy klínu v rámci pevnostní analýzy je zanedbáno a zatěžující síla působí rovnoměrně na plochu (Obr. 4.4). Pevné vazby (Obr. 4.3) jsou umístěny v místě uložení vodících rolek klínu, které při zatížení přenášejí radiální síly do vedení v rámu vozíku rozdružovacího zařízení.

Tab. 1 Vstupní hodnoty analýzy rozdružovacího klínu

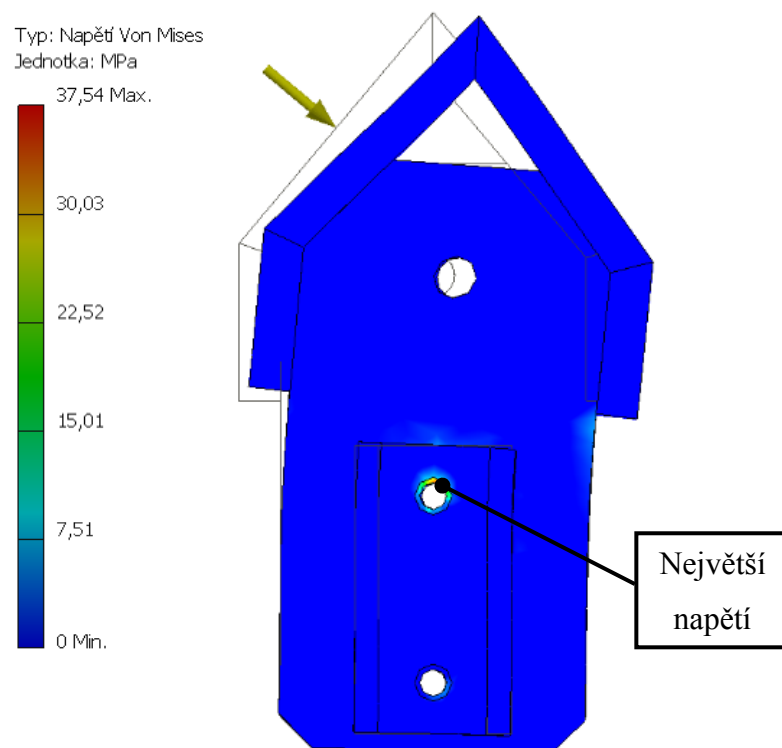
Materiál konstrukce	11 373
Dotyky	Vázané
Zatěžující síla	14 715 N



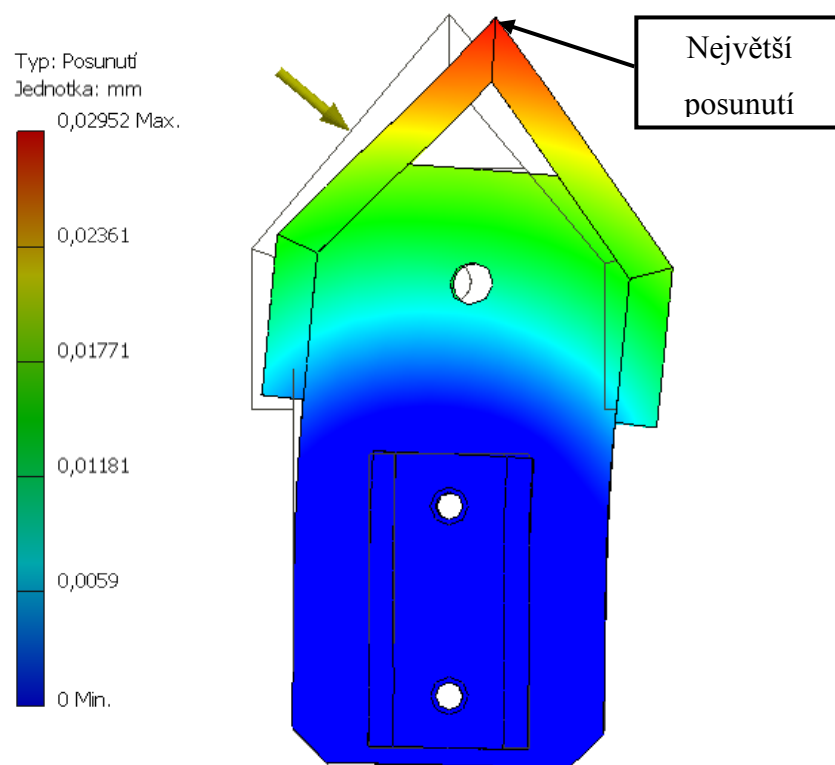
Obr. 4.3 Umístění pevných vazeb klínu



Obr. 4.4 Působíště zatěžující síly klínu



Obr. 4.5 Průběh napětí v rámu klínu



Obr. 4.6 Průběh posunutí v rámu klínu

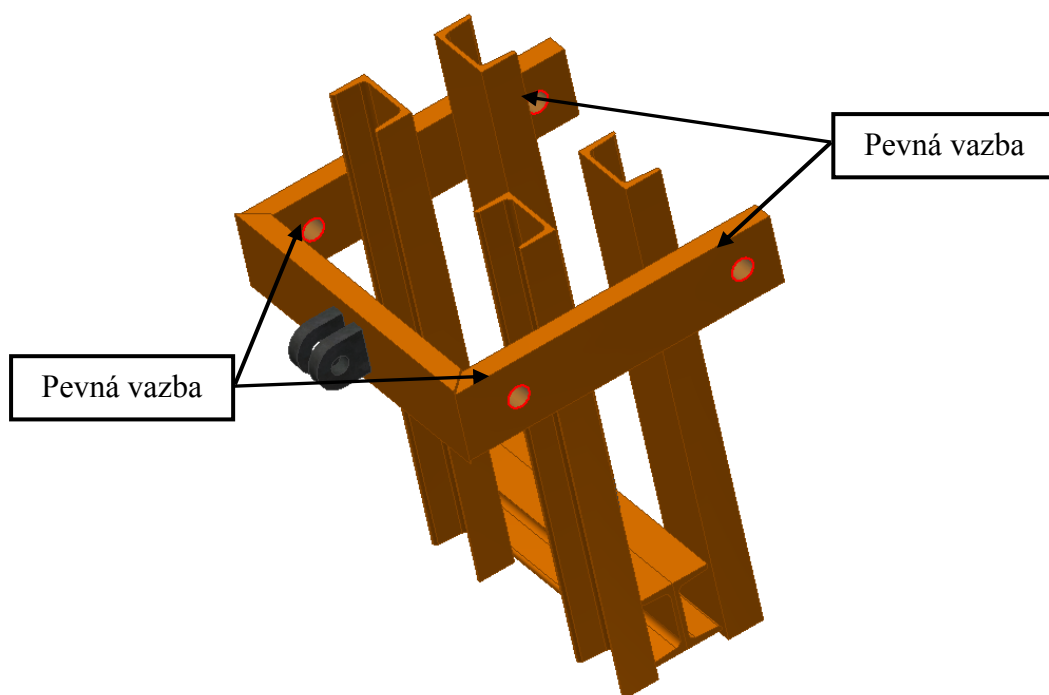
Výsledkem pevnostní analýzy je průběh napětí v rámu klínu (Obr. 4.5), průběh posunutí v rámu (Obr. 4.6) a minimální bezpečnost konstrukce při daném zatížení. Maximální vzniklé napětí během simulace zatížení má hodnotu $\sigma_{z1} = 37,54 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ a maximální posunutí rámu je $l_{p1} = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Minimální součinitel bezpečnosti je $k_{\min1} = 5,51$. Vzhledem k velikosti přetvářeného průřezu a způsobu namáhání, jsou výsledky pevnostní analýzy reálné. Konstrukce klínu vyhovuje.

4.4 Pevnostní analýza rozdružovacího vozíku

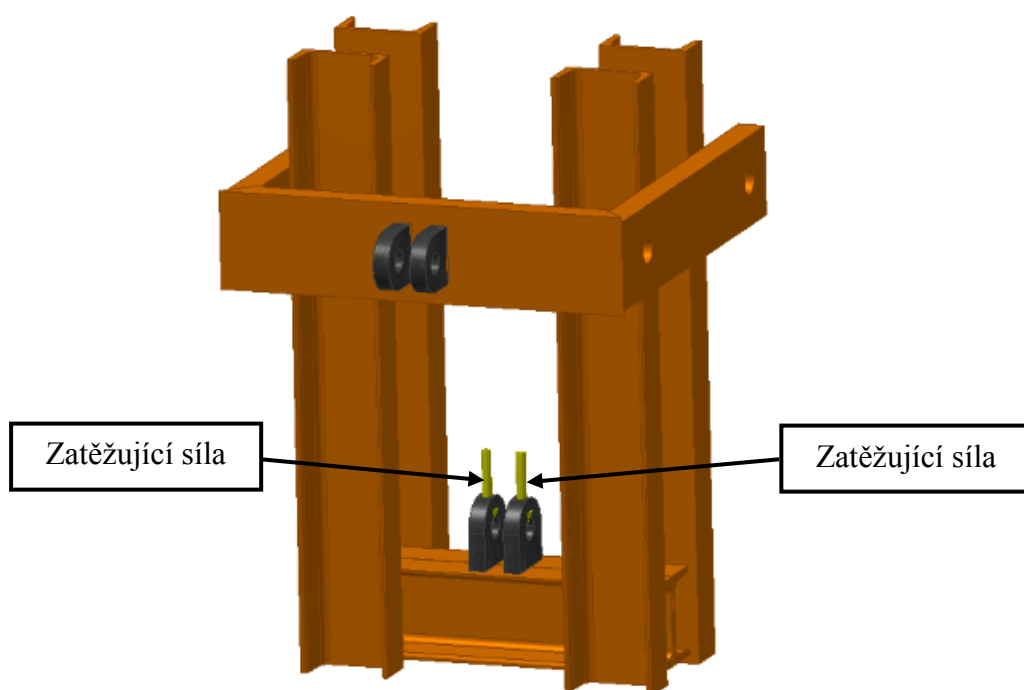
Pomocí MKP analýzy v programu Autodesk Inventor 2015 se provedla také kontrola svařence rámu rozdružovacího vozíku. Z důvodu získání reálných hodnot vzniklého napětí a deformací. Analýza byla provedena při největším zatížení, které by mohlo nastat, a to při vysunutí klínu do svazku profilů, jehož zatížení působí na svislý hydromotor zajišťující vysunutí a je uložen v rámu vozíku. Motor je uložen v závěsných ocích a je zajištěn pomocí čepu. Zatěžující síly v závěsných ocích jsou reakční síly vyvozené zatížením klínu a svislého hydromotoru (Obr. 4.8). Pevné vazby (Obr. 4.7) jsou umístěny v místě uložení vodících rolek vozíku, které při zatížení přenášejí radiální síly do vedení, které je uloženo na rámu úložné části stolu.

Tab. 2 Vstupní hodnoty analýzy rámu vozíku

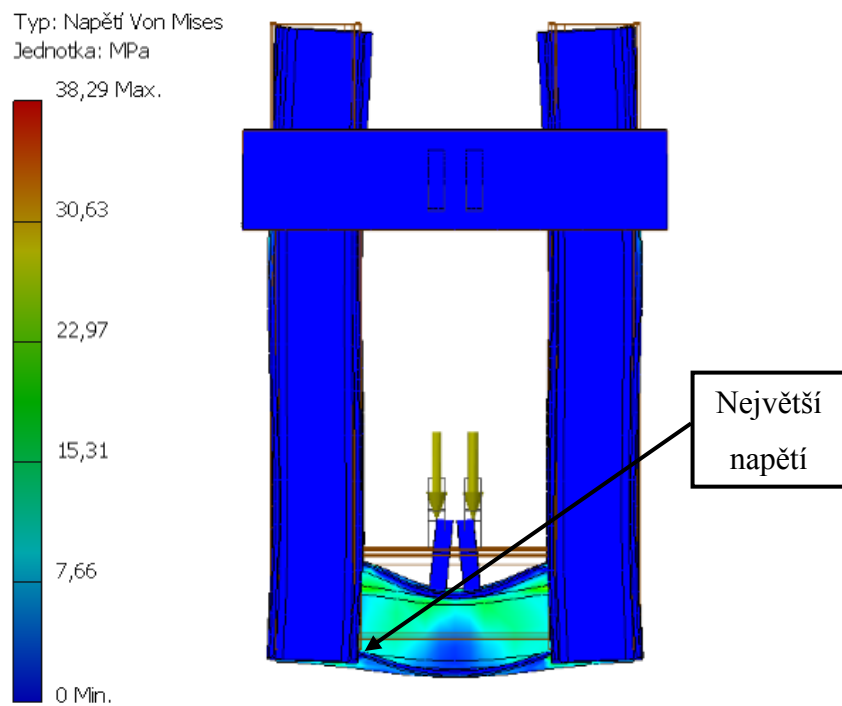
Materiál konstrukce	11 373
Dotyky	Vázané
Síla zatížení	14 715 N
Tíhová síla vozíku	1 570 N
Celková zatěžující síla	16 285 N



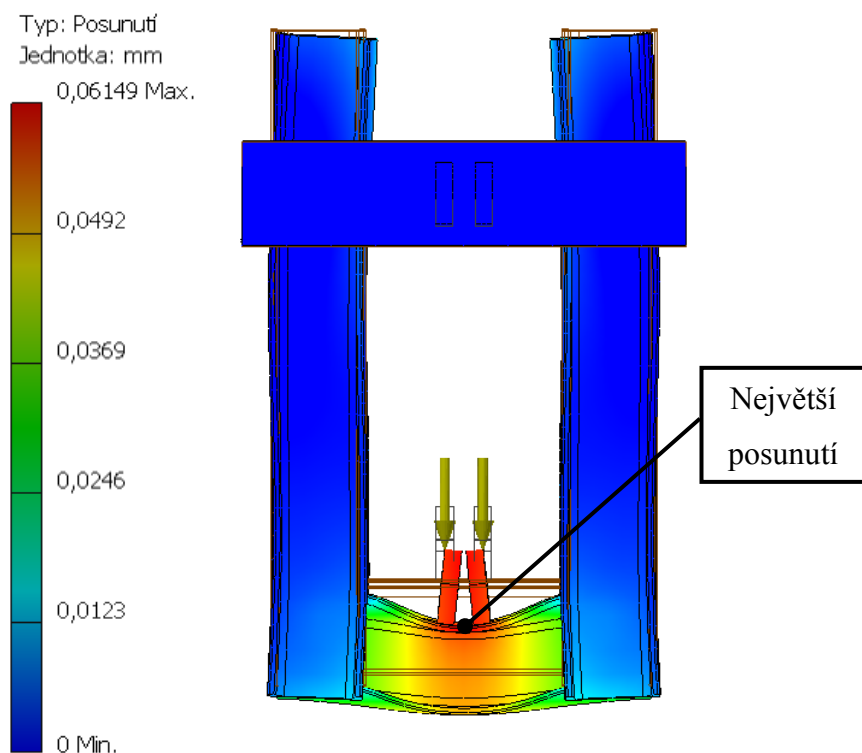
Obr. 4.7 Umístění pevných vazeb vozíku



Obr. 4.7 Působíště zatěžujících sil vozíku



Obr. 4.8 Průběh napětí v rámu vozíku



Obr. 4.9 Průběh posunutí v rámu vozíku

Výsledkem pevnostní analýzy je průběh napětí v rámu rozdružovacího vozíku (Obr. 4.8), průběh posunutí (Obr. 4.9) a minimální bezpečnost rámu při daném zatížení. Maximální vzniklé napětí během simulace zatížení má hodnotu $\sigma_{z2} = 38,29 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ a maximální posunutí rámu je $l_{p2} = 0,03 \cdot 10^{-3}$. Minimální součinitel bezpečnosti má hodnotu $k_{\min 2} = 5,51$. Vzhledem k tvaru a konstrukci vozíku, jsou výsledky pevnostní analýzy reálné. Konstrukce vozíku vyhovuje.

4.5 Návrh a kontrola vodících rolen

Vedení rozdružovacího klínu a vozíku je zajištěno pomocí ocelových vodících rolen určených pro velká zatížení od firmy Matis s. r. o., která se zabývá prodejem lineárních vedení. Pro vedení klínu jsou navrženy vodící rolly centrické s označením HPV 40 s kuličkovými ložisky (Příloha D), (Obr. 4.10). Vedení vozíku je zajištěno přírubovými rolnami centrickými HPJ 100-1 s kuželíkovými ložisky (Příloha E), (Obr. 4.11).

Radiální zatížení rolly klínu.

Dovolené zatížení rolly HPV 40 je $F_{r1Do} = 4900 \text{ N}$.

$$F_{r1} = \frac{F_{sh}}{4} \leq F_{r1Do} \quad (4.14)$$

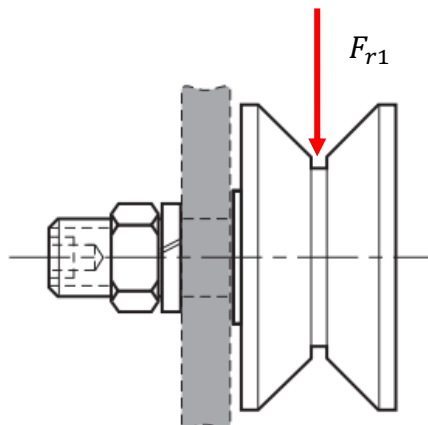
$$F_{r1} = \frac{14715}{4} \leq 4900$$

$$F_{r1} = 3678,75 \leq 4900 \text{ N}$$

Kde:

$$F_{r1Do} \quad - \text{Dovolené zatížení rolly HPV 40 [N] (Příloha D)}$$

Maximální dovolené zatížení rolly HPV 40 je vyšší, než skutečné, návrh vyhovuje.



Obr. 4.10 Zatížení rolny HPV 40 [8]

Radiální zatížení rolny vozíku

Dovolené zatížení rolny HPJ 100-1 je $F_{r2Do} = 89000 \text{ N}$.

$$F_{r2} = \frac{F_{sh} + F_{gv}}{4} \leq F_{r2Do} \quad (4.15)$$

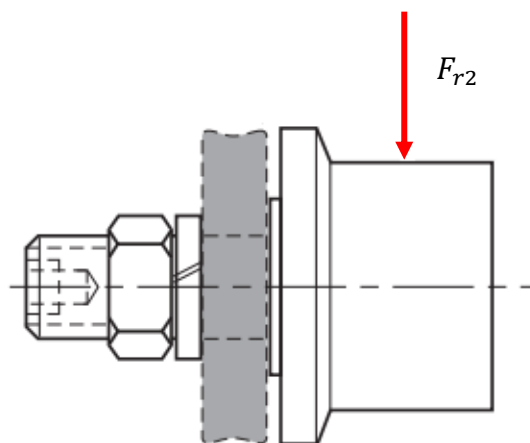
$$F_{r2} = \frac{14715 + 1570}{4} \leq 89000$$

$$F_{r2} = 4071,25 \leq 89000 \text{ N}$$

Kde:

F_{r2Do} – Dovolené zatížení rolny HPJ 100 – 1 [N] (Příloha E)

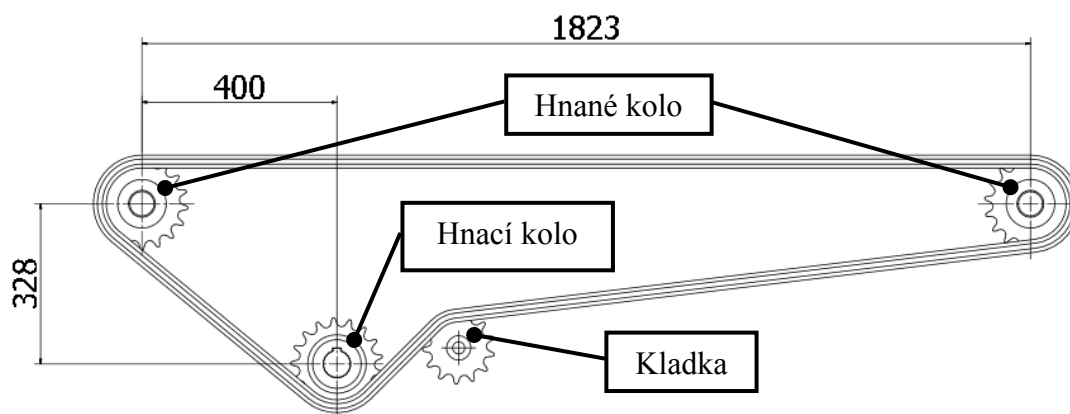
Dovolené zatížení rolny HPJ 100-1 je vyšší, než skutečné, návrh vyhovuje.



Obr. 4.11 Rolna HPJ 100-1 [9]

5 Návrh a výpočet řetězového dopravníku

Na stole před rovnačkou o délce 5 metrů jsou umístěny 3 řetězové dopravníky spřažené společnou hřídelí (Obr. 3.5). Délka dopravní plochy je 1,8 m a dopravníky jsou od sebe vzdáleny 1,6 m.



Obr. 5.1 Schéma řetězového převodu dopravníku

5.1 Výpočet tažné síly a pohonu

Pro řetězový dopravník je volen dopravní válečkový řetěz 20B-1 ISO 606.

Výpočet roztečného průměru řetězových kol dopravníku

Převodový poměr řetězového dopravníku je volen $i_1 = 1$. Z toho důvodu je volen počet zubů řetězových kol $z_1 = 17$.

$$D_1 = \frac{t_1}{\sin \frac{180}{z_1}} \quad (5.1)$$

$$D_1 = \frac{31,75 \cdot 10^{-3}}{\sin \frac{180}{17}}$$

$$D_1 = 173 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

t_1 – Rozteč článků řetězu 20B – 1 [m] [2]

Výpočet maximální hmotnosti nákladu

Hmotnost nejtěžšího speciálního profilu je $m_p = 250 \text{ kg}$.

$$m_{max2} = m_p \cdot i_p \quad (5.2)$$

$$m_{max2} = 250 \cdot 8$$

$$m_{max2} = 2000 \text{ kg}$$

Kde:

m_p – Hmotnost nejtěžšího profilu [kg]

i_p – Počet profilů na řetězovém dopravníku [–]

Výpočet délky řetězu

Počet článku řetězu byl zjištěn pomocí generátoru řetězového převodu programu Autodesk Inventor 2015, pomocí kterého se provedlo vymezení vzdálenosti mezi jednotlivými řetězovými koly a také kontrola celého návrhu převodu dopravníku (Příloha F).

$$L_{r1} = X_1 \cdot t_1 \quad (5.3)$$

$$L_{r1} = 138 \cdot 31,75 \cdot 10^{-3}$$

$$L_{r1} = 4,38 \text{ m}$$

Kde:

X_1 – Počet článku řetězu 20B – 1 [–] [2]

Výpočet hmotnosti řetězu

$$m_{ř1} = L_{ř1} \cdot m_1 \quad (5.4)$$

$$m_{ř1} = 4,38 \cdot 3,64$$

$$m_{ř1} = 15,94 \text{ kg}$$

Kde:

$$m_1 \quad - \text{Hmotnost 1m řetězu 20B} - 1 [\text{kg}] [2]$$

Stanovení součinitele provozu

Pro výpočet tažné síly dopravního řetězu je nutné stanovit součinitele provozu [4].

Součinitel provozu f_s je součinem dílčích součinitelů podmínek provozu.

$$f_s = f_p \cdot f_z \cdot f_r \cdot f_{pr} \cdot f_h \quad (5.5)$$

$$f_s = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1$$

$$f_s = 3,51$$

Kde:

$$f_p \quad - \text{Součinitel polohy nákladu} [-] [4]$$

$$f_z \quad - \text{Součinitel charakteristiky zatížení} [-] [4]$$

$$f_r \quad - \text{Součinitel frekvence rozběhu} [-] [4]$$

$$f_{pr} \quad - \text{Součinitel pracovního prostředí} [-] [4]$$

$$f_h \quad - \text{Součinitel počtu pracovních hodin} [-] [4]$$

Výpočet tažné síly řetězu

$$F_{t1} = g \cdot \frac{(m_{ř1} + m_{max2}) \cdot f \cdot f_s \cdot f_v}{i_{ř}} \quad (5.6)$$

$$F_{t1} = 9,81 \cdot \frac{(15,94 + 2000) \cdot 0,2 \cdot 3,51 \cdot 0,7}{3}$$

$$F_{t1} = 3239,37 \text{ N}$$

Kde:

f_v – Součinitel rychlosti [–] [4]

$i_{ř}$ – počet řetězů dopravníku [–]

Výpočet potřebného krouticího momentu

$$M_{k1} = i_{ř} \cdot F_{t1} \cdot \frac{D_1}{2} \quad (5.7)$$

$$M_{k1} = 3 \cdot 3239,37 \cdot \frac{173 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_{k1} = 840,62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet potřebného výkonu

Rychlost řetězového dopravníku je volena $v_1 = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$P_1 = i_{ř} \cdot F_{t1} \cdot v_1 \quad (5.8)$$

$$P_1 = 3 \cdot 3239,37 \cdot 0,1$$

$$P_1 = 971,811 \text{ W}$$

Kde:

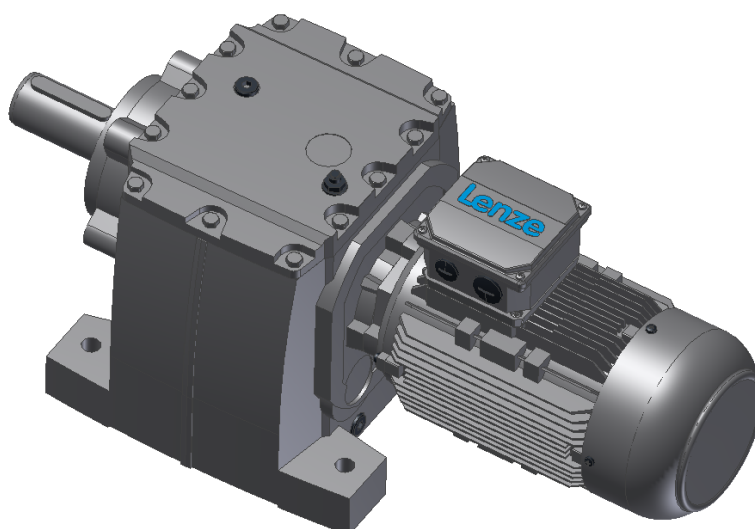
v_1 – Rychlost řetězového dopravníku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Volba pohonu dopravníku

Podle vypočteného výkonu je volen elektromotor s čelní převodovkou od firmy Lenze [13] (Obr. 5.2). Výkon a točivý moment voleného motoru je vyšší než potřebný z důvodu použití zařízení v náročném hutním průmyslu. Další bezpečnostní rezervy zahrnuje součinitel provozu potřebný k výpočtu tažné síly řetězu.

Tab. 3 Parametry elektromotoru s čelní převodovkou

Převodovka	g500-H1500
Motor	m550-P90/M4
Výkon	1100 W
Frekvence	50 Hz
Výstupní otáčky	11,5 r·min ⁻¹
Výstupní točivý moment	873 N·m



Obr. 5.2 Elektromotor s čelní převodovkou firmy Lenze

Návrh průměru hnacího hřídele

Materiál hřídele je volen 11 500 a dovolené napětí v krutu $\tau_{Dk} = 125 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ [2].

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \quad (5.9)$$

$$\frac{M_{k2}}{W_k} \leq \tau_{Dk}$$

$$\frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_1^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{k2}}{\tau_{Dk} \cdot \frac{\pi}{16}}}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{873}{125 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{16}}}$$

$$d_1 \geq 32,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

M_{k2} – Výstupní kroutící moment pohonu [$N \cdot m$]

τ_{Dk} – Dovolené napětí v krutu [Pa]

Nejmenší průměr hnacího hřídele je volen $d_1 = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

Kontrola pera na otláčení

Spojení mezi hnací hřídelí a hnacím kolem je zajištěno pomocí těsného pera 16x10x50 ČSN 022562.

Výpočet síly působící na těsné pero v náboji

$$F_1 = \frac{M_{k2}/i_r}{\frac{d_2}{2} + \frac{t_3}{2}} \quad (5.10)$$

$$F_1 = \frac{873/3}{\frac{0,055}{2} + \frac{0,0038}{2}}$$

$$F_1 = 9897,96 \text{ N}$$

Kde:

M_{k2} – Výstupní kroutící moment pohonu [$N \cdot m$]

d_2 – Průměr hřídele v místě uložení hnacího kola [m]

t_3 – Výška drážky pro pero v náboji [m] [2]

Výpočet tlaku v náboji

Dovolený tlak pro ocelový náboj je volen $p_{2D} = 120 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ [2].

$$p_2 \leq p_{2D} \quad (5.11)$$

$$\frac{F_1}{l_1 \cdot t_3} \leq p_{2D}$$

$$\frac{9897,96}{0,034 \cdot 0,0038} \leq 120$$

$$76,6 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

l_1 – Účinná délka pera [m]

Podmínka návrhu vyhovuje.

5.2 Pevnostní kontrola dopravního řetězu

Kontrola bezpečnosti řetězu proti přetržení

Řetězy jsou namáhány na tah a mohou být přetrženy. Tahová síla v řetězu $F_{řd1}$ je tvořena obvodovou silou F_{t1} přenášeného výkonu, tahovou složkou F_{c1} od odstředivé síly a tahové složky F_{m1} od tíhy řetězu.

Stanovení tahové složky

$$F_{c1} = \frac{dF_{OD}}{2 \cdot \sin \frac{d\phi}{2}} \quad (5.12)$$

$$F_{c1} = \frac{m_1 \cdot d\phi \cdot v_1^2}{2 \cdot \frac{d\phi}{2}}$$

$$F_{c1} = m_1 \cdot v_1^2$$

$$F_{c1} = 3,64 \cdot 0,1^2$$

$$F_{c1} = 0,036 \text{ N}$$

Výpočet průhybu řetězu

$$h_1 = 0,015 \cdot A_1 \quad (5.13)$$

$$h_1 = 0,015 \cdot 1,2$$

$$h_1 = 18 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

A_1 – Vdálčnost mezi kladkou a hnáným kolem[m]

Výpočet tahové složky

$$F_{m1} \cdot h_1 = G \cdot \frac{A_1}{4} \quad (5.14)$$

$$F_{m1} \cdot h_1 = m_1 \cdot \frac{A_1}{2} \cdot g \cdot \frac{A_1}{4}$$

$$F_{m1} \cong \frac{m_1 \cdot A_1^2}{8 \cdot h_1} \cdot g$$

$$F_{m1} \cong \frac{3,64 \cdot 1,2^2}{8 \cdot 18 \cdot 10^{-3}} \cdot 9,81$$

$$F_{m1} \cong 36,4 \text{ N}$$

Výpočet tahové síly v řetězu

$$F_{řd1} = F_{t1} + F_{c1} + F_{m1} \quad (5.15)$$

$$F_{řd1} = 3239,37 + 0,036 + 36,4$$

$$F_{řd1} = 3275,8 \text{ N}$$

Výpočet součinitele statické bezpečnosti

$$k_{s1} = \frac{F_{pt1}}{F_{řd1}} \geq 7 \quad (5.16)$$

$$k_{s1} = \frac{89000}{3275,8} \geq 7$$

$$k_{s1} = 27,2 \geq 7$$

Kde:

F_{pt1} – Síla při přetržení řetězu 20B – 1[N] [2]

Podmínka statické bezpečnosti vyhovuje.

Výpočet součinitele dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{F_{pt1}}{F_{rd1} \cdot Y} \geq 5 \quad (5.17)$$

$$k_D = \frac{89000}{3275,8 \cdot 2} \geq 5$$

$$k_D = 13,6 \geq 5$$

Kde:

Y – Činitel rázů [–] [2]

Podmínka dynamické bezpečnosti vyhovuje.

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Výpočet dovoleného tlaku

$$p_D = p_{s1} \cdot \lambda \quad (5.18)$$

$$p_D = 31,78 \cdot 10^6 \cdot 0,83$$

$$p_D = 26,38 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

p_{s1} – Směrný tlak v kloubu řetězu [Pa] [2]

λ_1 – Činitel tření dopravníku [–] [2]

Výpočet měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_m = \frac{F_{rd1}}{S_{k1}} \leq p_D \quad (5.19)$$

$$p_m = \frac{3275,8}{2,95 \cdot 10^{-4}} \leq 26,38 \cdot 10^6$$

$$p_m = 11,1 \leq 26,38 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

S_{k1} – Plocha kloubu řetězu dopravníku [m²] [2]

Podmínka měrného tlaku v kloubu řetězu vyhovuje.

6 Návrh a výpočet válečkového dopravníku

Poslední část stolu před rovnačkou tvoří válečkový dopravník. Stůl o délce 5 m má válečkový dopravník složený z 10 hnaných válečků, jejichž dopravní funkce, je zajištěna i bez pohonu prostřednictvím volnoběžných spojek.

6.1 Návrh pohonu

Hmotnost nákladu zatěžující 1 váleček

Uvažované maximální zatížení válečkové tratě se rovná hmotnosti 2 nejtěžších profilů.

$$m_{v1} = \frac{m_p \cdot 2}{i_v} \quad (6.1)$$

$$m_{v1} = \frac{250 \cdot 2}{10}$$

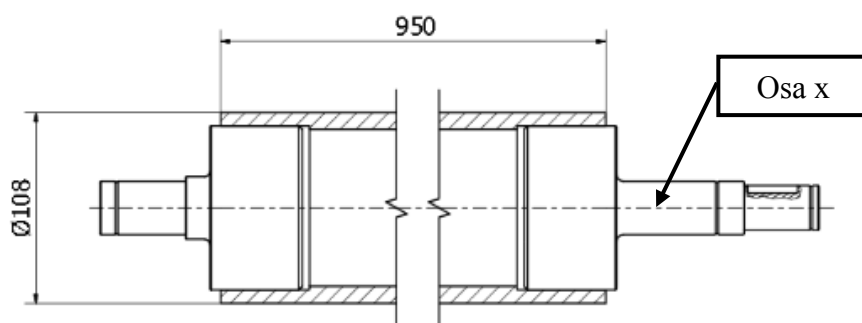
$$m_{v1} = 50 \text{ kg}$$

Kde:

$$i_v \quad - \text{Počet válečků}[-]$$

Stanovení momentu setrvačnosti válečku

Váleček se bude otáčet kolem pevné osy x podepřené ložisky. Pomocí programu Autodesk Inventor 2015, jsem zjistil velikost momentu setrvačnosti v dané ose $I_{xx} = 0,06 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.



Obr. 6.1 Řez svařence válečku

Výpočet úhlové rychlosti válečku

Obvodová rychlost válečku je $v_2 = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\omega = \frac{v_2}{r_v} \quad (6.2)$$

$$\omega = \frac{0,5}{0,054}$$

$$\omega = 9,26 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

v_2 – Obvodová rychlost válečku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

r_v – Poloměr válečku [m]

Výpočet úhlového zrychlení

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} \quad (6.3)$$

$$\varepsilon = \frac{9,26}{1}$$

$$\varepsilon = 9,26 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde:

t – čas [s]

Výpočet krouticího momentu válečku

$$M_v = I_{xx} \cdot \varepsilon \quad (6.4)$$

$$M_v = 0,06 \cdot 9,26$$

$$M_v = 0,56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

I_{xx} – Moment setrvačnosti válečku [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

Odpor valivého a čepového tření válečku

$$F_{t\check{c}1} = m_{v1} \cdot g \cdot \frac{\xi + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{r_v} + m_{vl} \cdot g \cdot \frac{f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{r_v} \quad (6.5)$$

$$F_{t\check{c}1} = 50 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0005 + 0,05 \cdot 0,03}{0,054} + 24 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,03}{0,054}$$

$$F_{t\check{c}1} = 24,71 \text{ N}$$

Kde:

$f_{\check{c}}$ – Součinitel čepového tření (ocel – ocel) [–]

$r_{\check{c}}$ – Poloměr čepu válečku [m]

m_{vl} – Hmotnost válečku [kg]

Výpočet momentu odporu válečku

$$M_t = F_{t\check{c}1} \cdot r_v \quad (6.6)$$

$$M_t = 24,71 \cdot 0,054$$

$$M_t = 1,33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet potřebného krouticího momentu pohonu

Moment válečkového dopravníku vychází z pohybové rovnice rotačního pohybu.

$$M_{k3} - M_v - M_t = 0 \quad (6.7)$$

$$M_{k3} = M_v + M_t$$

$$M_{k3} = 0,56 + 1,33$$

$$M_{k3} = 1,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet potřebného výkonu

$$P_3 = n_v \cdot M_{k3} \cdot \frac{\omega}{\eta} \quad (6.8)$$

$$P_3 = 1 \cdot 10 \cdot 1,89 \cdot \frac{9,26}{0,8}$$

$$P_3 = 220 \text{ W}$$

Volba pohonu dopravníku

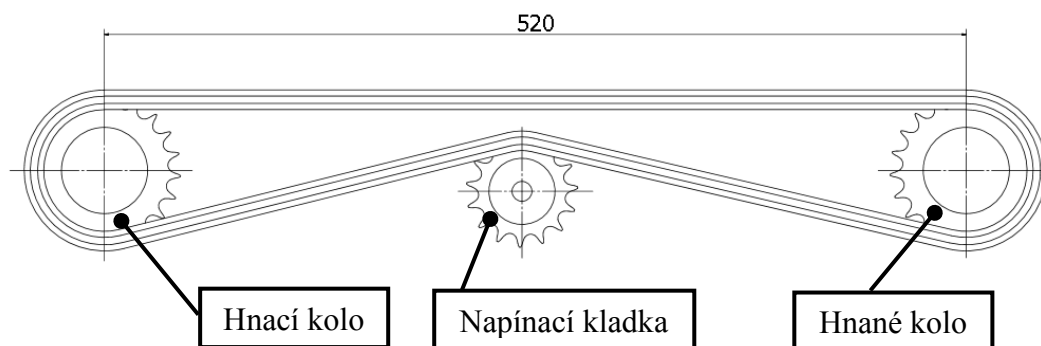
Podle vypočteného výkonu je volen elektromotor s čelní převodovkou od firmy Lenze [13] (Obr. 5.2). Výkon a točivý moment voleného motoru je mnohem vyšší než potřebný z důvodu použití zařízení v náročném hutním průmyslu.

Tab. 4 Parametry elektromotoru s čelní převodovkou

Převodovka	g500-H320
Motor	m550-P90/M4
Výkon	1100 W
Frekvence	50 Hz
Výstupní otáčky	109 r·min ⁻¹
Výstupní točivý moment	94 N·m

6.2 Pevnostní kontrola řetězu válečkového dopravníku

Krouticí moment pohonu je rozváděn pomocí řetězových převodu z válečku na váleček. Návrh řetězového převodu byl pro kontrolu proveden pomocí programu Autodesk Inventor 2015 (Příloha G), pro řetězový převod byl zvolen válečkový řetěz 08B-1 ISO 606.



Obr. 6.2 Řetězový převod válečků

Výpočet roztečného průměru řetězových kol převodu

Převodový poměr řetězového převodu je volen $i_2 = 1$. Z toho důvodu je volen počet zubů řetězových kol válečků $z_2 = 21$.

$$D_2 = \frac{t_2}{\sin \frac{180}{z_2}} \quad (6.9)$$

$$D_2 = \frac{12,7 \cdot 10^{-3}}{\sin \frac{180}{21}}$$

$$D_2 = 85,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

t_2 – Rozteč článků řetězu 08B – 1 [m] [2]

z_2 – počet zubů řetězového kola válečku [–]

Výpočet délky řetězu

Počet článků řetězu X_2 byl zjištěn generátorem řetězového převodu programu Autodesk Inventor 2015, pomocí kterého se provedlo vymezení vzdálenosti mezi jednotlivými řetězovými koly (Příloha G).

$$L_{ř2} = X_2 \cdot t_2 \quad (6.10)$$

$$L_{ř2} = 104 \cdot 12,7 \cdot 10^{-3}$$

$$L_{ř2} = 1,32 \text{ m}$$

Kde:

X_2 – Počet článku řetězu 08B – 1 [–]

Kontrola bezpečnosti řetězu proti přetržení

Řetězy jsou namáhány na tah a mohou být přetrženy. Tahová síla v řetězu F_{td2} je tvořena obvodovou silou F_{t2} přenášeného výkonu, tahovou složkou F_{c2} od odstředivé síly a tahové složky F_{m2} od tíhy řetězu.

Stanovení tahové složky

$$F_{c2} = \frac{dF_{OD}}{2 \cdot \sin \frac{d\phi}{2}} \quad (6.11)$$

$$F_{c2} = \frac{m_2 \cdot d\phi \cdot v_2^2}{2 \cdot \frac{d\phi}{2}}$$

$$F_{c2} = m_2 \cdot v_2^2$$

$$F_{c2} = 0,75 \cdot 0,5^2$$

$$F_{c2} = 0,188 \text{ N}$$

Kde:

$$m_2 \quad - \text{Hmotnost 1m řetězu 08B} - 1 [\text{kg}] [2]$$

Výpočet průhybu řetězu

$$h_2 = 0,015 \cdot A_2 \quad (6.12)$$

$$h_2 = 0,015 \cdot 0,26$$

$$h_2 = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kde:

$$A_2 \quad - \text{Osová vzdálenost mezi koly válečkového dopravníku [m]}$$

Výpočet tahové složky

$$F_{m2} \cdot h_2 = G_2 \cdot \frac{A_2}{4} \quad (6.13)$$

$$F_{m2} \cdot h_2 = m_2 \cdot \frac{A_2}{2} \cdot g \cdot \frac{A_2}{4}$$

$$F_{m2} \cong \frac{m_2 \cdot A_2^2}{8 \cdot h_2} \cdot g$$

$$F_{m2} \cong \frac{0,75 \cdot 0,26^2}{8 \cdot 3,9 \cdot 10^{-3}} \cdot 9,81$$

$$F_{m2} \cong 15,94 \text{ N}$$

Výpočet tahové síly v řetězu

$$F_{řd2} = F_{t2} + F_{c2} + F_{m2} \quad (6.14)$$

$$F_{řd2} = \frac{P_3}{v_2} + F_{c2} + F_{m2}$$

$$F_{řd2} = \frac{220}{0,5} + 0,188 + 15,94$$

$$F_{řd2} = 456,13 \text{ N}$$

Výpočet součinitele statické bezpečnosti

$$k_{s2} = \frac{F_{pt2}}{F_{řd2}} \geq 7 \quad (6.15)$$

$$k_{s2} = \frac{18200}{456,13} \geq 7$$

$$k_{s2} = 39,5 \geq 7$$

Kde:

F_{pt2} – Síla při přetržení řetězu 08B – 1[N] [2]

Podmínka statické bezpečnosti vyhovuje.

Výpočet součinitele dynamické bezpečnosti

$$k_{D2} = \frac{F_{pt2}}{F_{rd2} \cdot Y} \geq 5 \quad (6.16)$$

$$k_{D2} = \frac{18200}{456,13 \cdot 2} \geq 5$$

$$k_{D2} = 19,73 \geq 5$$

Kde:

Y – Činitel rázů [–] [2]

Podmínka dynamické bezpečnosti vyhovuje.

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Výpočet dovoleného tlaku

$$p_{D2} = p_{s2} \cdot \lambda_2 \quad (6.17)$$

$$p_{D2} = 28,45 \cdot 10^6 \cdot 0,69$$

$$p_{D2} = 19,63 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

p_{s2} – Směrný tlak v kloubu řetězu [Pa] [2]

λ_2 – Činitel tření převodu [–] [2]

Výpočet měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_{m2} = \frac{F_{rd2}}{S_{k2}} \leq p_{D2} \quad (6.18)$$

$$p_{m2} = \frac{456,13}{50 \cdot 10^{-4}} \leq 19,63 \cdot 10^6$$

$$p_{m2} = 91,23 \cdot 10^3 \leq 19,63 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Kde:

S_2 – Plocha kloubu řetězu val. dopravníku [m²] [2]

Podmínka měrného tlaku v kloubu řetězu vyhovuje.

7 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení stolu před rovnačkou profilů. Hlavním úkolem bylo zhodnotit současný stav stolu a navrhnout novou konstrukci, která by usnadnila namáhavou práci obsluze při rozdružování profilů na stole a následné zavádění do rovnačky. Prvním krokem bylo seznámení s výrobním procesem a současným stolem s vyhodnocením jeho stavu. Na základě získaných poznatků jsem vytvořil možnosti konstrukčního řešení zaměřené na nejsložitější část, kterou je rozdružení svazku profilů. Z navržených možností jsem vybral nejlepší konstrukční řešení, které se dále realizovalo. K danému řešení jsem vytvořil 3D model a popsal jeho jednotlivé části, díly, funkce a ovládání hydraulického zařízení. Další kapitoly se zabývají konstrukčním návrhem rozdružovacího zařízení, jehož základem je vozík a klín. Tyto části jsou poháněny dvojčinnými přímočarými hydromotory, které jsou prostřednictvím výpočtů navrženy. Dále jsem navrhl řetězový dopravník včetně hnací hřídele, ložisek, pružné spojky a pohonu, který zajišťuje dopravu materiálu na válečkový dopravník. Základ válečkové tratě tvoří 10 hnaných válečků, na které je přenášén krouticí moment pomocí navrženého pohonu, řetězových převodů a volnoběžných spojek. Všechny požadavky na konstrukční návrh ze zadání byly úspěšně splněny. V rámci bakalářské práce jsem neuvedl výpočty některých částí konstrukce z důvodu jejího rozsahu. Primárně jsem se zaměřil na řešení nejdůležitějších a nejkritičtějších částí konstrukce. Nejsložitější částí z celé bakalářské práce bylo navrhnout konstrukci rozdružovacího zařízení. Konkrétně bylo problematické vymyslet mechanismus, který by umožňoval rozdružení svazku křivých profilů a poté je dopravil na řetězový dopravník. S pomocí nabytých vědomostí v průběhu bakalářského studia se mi podařilo navrhnout funkční konstrukci stolu před rovnačkou profilů, která usnadní namáhavou práci obsluze tohoto zařízení firmy VÚHŽ a.s. v Dobré.

8 Seznam použité literatury

- [1] Technologie objemového tváření: Válcování. *Katedra tváření kovů a plastů* [online]. Technická univerzita Liberec [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/02.htm
- [2] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081
- [3] Válcovací stolice VÚHŽ. In: *Docplayer* [online]. Hutnické listy, 2012 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/7516048-M-e-t-a-l-l-u-r-g-i-c-a-l-j-o-u-r-n-a-l.html>
- [4] Volba dopravního řetězu. *Kovos-retezy* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.kovos-retezy.cz/data/volba_dopravniho.pdf
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] VÚHŽ a.s. [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://vuhz.cz/pages/cs/o-firme/o-vuhz/predstaveni-nasi-spolecnosti.php>
- [7] Katalog hydromotorů. *Hydraulics* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/vyrobn_i_katalog_primocarych_hydromotoru_CZ_2015.pdf
- [8] Vodící rolny. *Matis* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/linearni_tech_nika_rolnickova_vedeni/34.pdf
- [9] Přírubové rolny. *Matis* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/linearni_tech_nika_rolnickova_vedeni/30-31.PDF
- [10] Spojky BKN. *Kovovd* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.kovovd.cz/spojky_bkn.php
- [11] Ložisková tělesa UCP. *Matis* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/stroj_ni_soucasti/037.pdf
- [12] Ložisková tělesa UCF. *Matis* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/stroj_ni_soucasti/038.pdf
- [13] Katalog pohonů. *Lenze* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: http://www.lenze.com/fileadmin/lenze/documents/en/catalogue/CAT_g500_HSB_MD_m240_13523381_en_GB.pdf

9 Seznam příloh

Příloha A - Katalogový list svislého hydromotoru

Příloha B - Diagram vzpěrné pevnosti

Příloha C - Katalogový list vodorovného hydromotoru

Příloha D - Katalogový list rolny HPV 40

Příloha E - Katalogový list rolny HPJ 100-1

Příloha F - Kontrolní výpočet řetězového dopravníku- Autodesk Inventor 2015

Příloha G - Kontrolní výpočet řetězového převodu- Autodesk Inventor 2015

Příloha H - Výkres stolu před rovnačkou (č. v. PAS0098-S01)

Příloha I - Výkres úložné části stolu (č. v. PAS0098-S02)

Příloha J - Výkres válečku (č. v. PAS0098-S07)

Příloha K - Výrobní výkres čepu válečku 1 (č. v. PAS0098-D01)

Příloha L - Výrobní výkres těla válečku (č. v. PAS0098-D02)

Příloha M - Výrobní výkres čepu válečku 2 (č. v. PAS0098-D03)

Příloha N – Kompaktní disk CD obsahující:

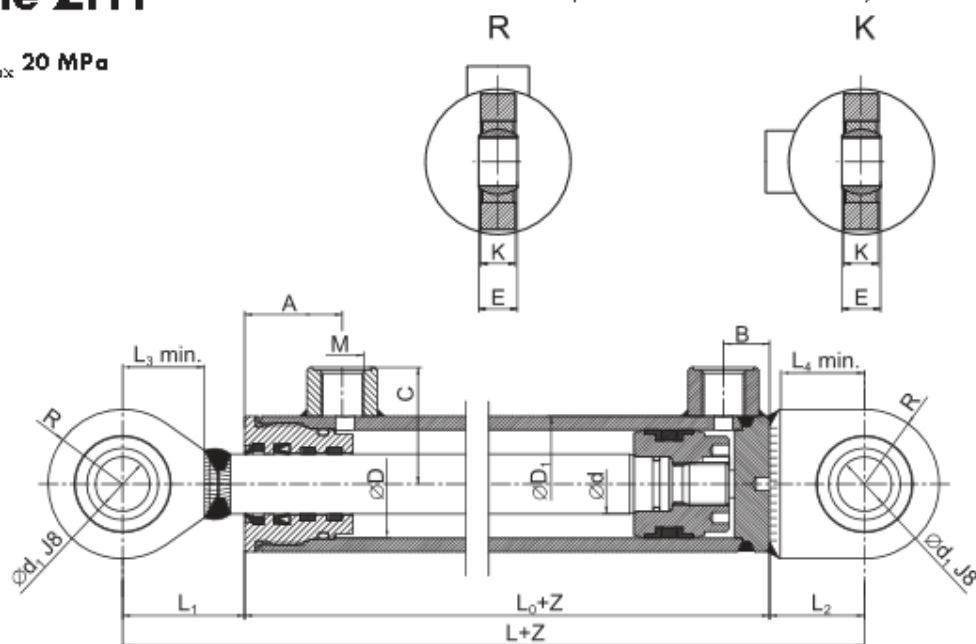
- Bakalářská práce,
- 3D model stolu před rovnačkou profilů,
- Výkres stolu před rovnačkou,
- Výkres úložné části stolu,
- Výkres válečku,
- Výrobní výkres čepu válečku 1,
- Výrobní výkres těla válečku,
- Výrobní výkres čepu válečku 2,
- Poster bakalářské práce.

Příloha A

Série ZH1

pro P_{max} 20 MPa

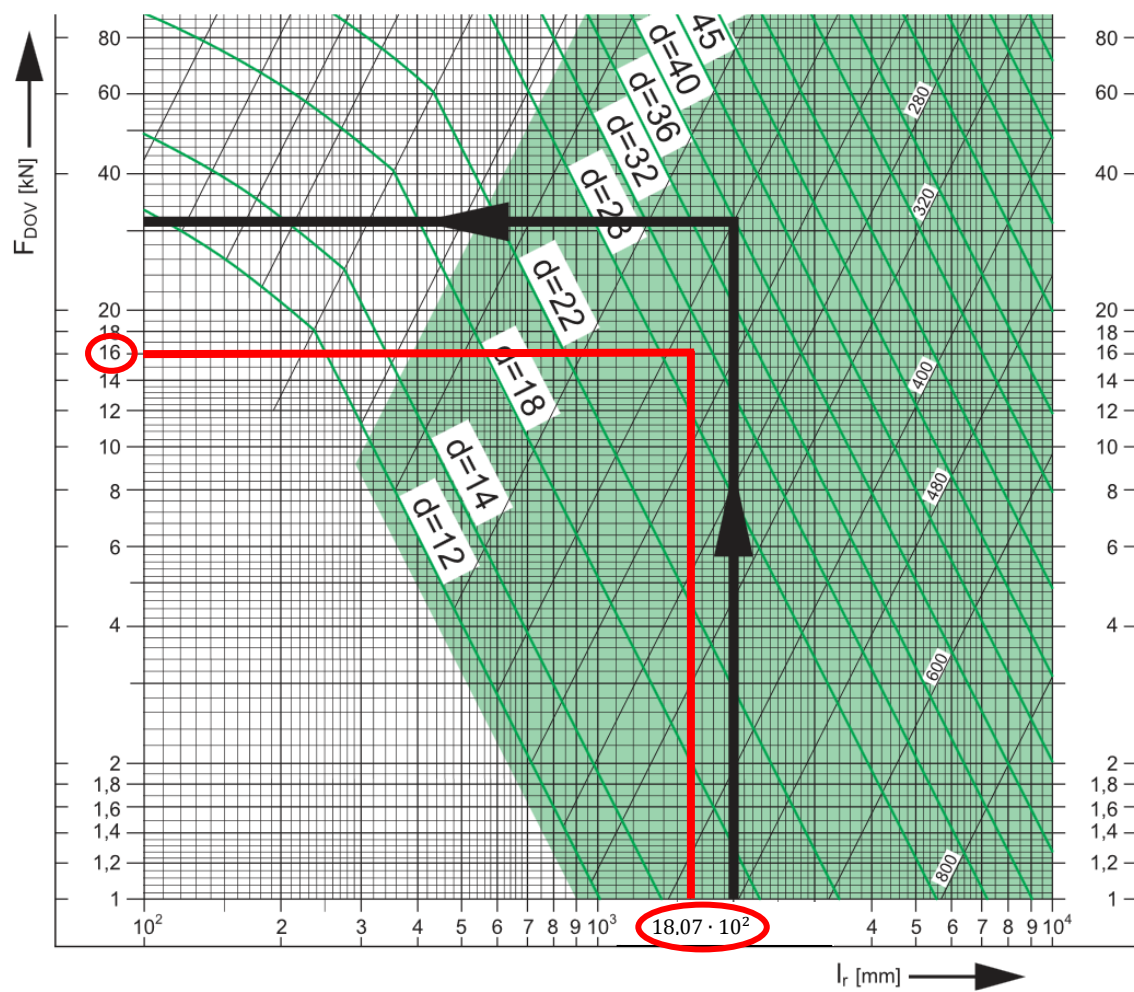
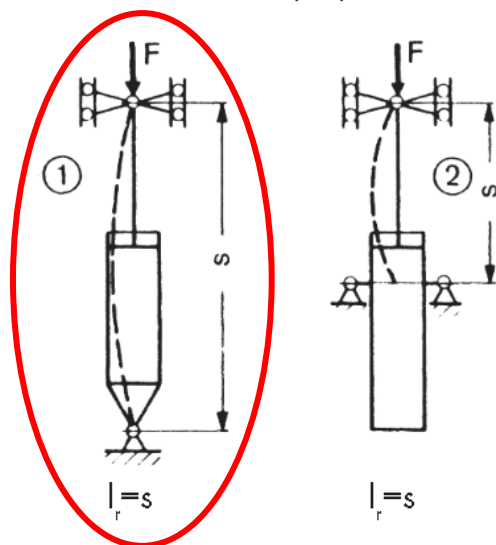
Situace přívodního šroubení k rovině kývání



ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ±1	L ₄ ±1	M	A	B	C	E	K	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ød	Hmotost při zdvihu Z (kg)
25	12	35	12	142	80	44	18		23	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	180	0,70 + Z x 0,00656
25	14	35	12	142	80	44	18		23	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	250	0,72 + Z x 0,00656
32	18	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	350	1,50 + Z x 0,00656
32	20	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	400	1,60 + Z x 0,00703
40	22	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	400	2,00 + Z x 0,00853
40	25	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	450	2,00 + Z x 0,00940
50	25	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	400	3,10 + Z x 0,01063
50	28	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	500	3,00 + Z x 0,01161
63	32	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	600	5,00 + Z x 0,01652
63	36	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	750	5,00 + Z x 0,01820
70	36	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	650	7,35 + Z x 0,02232
70	40	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	800	7,20 + Z x 0,02419
80	40	95	30	240	130	65	45	45	39	22x1,5	59	25	65,5	22	20	42,5	700	8,00 + Z x 0,02604
80	45	95	30	240	130	65	45	45	39	22x1,5	59	25	65,5	22	20	42,5	900	9,00 + Z x 0,02806
90	45	105	35	275	140	80	55	54	49	22x1,5	64	27	70,5	25	25	47,5	800	12,00 + Z x 0,03051
90	50	105	35	275	140	80	55	54	49	22x1,5	64	27	70,5	25	25	47,5	1000	12,40 + Z x 0,03344
100	50	120	40	300	155	85	60	57	54	27x2	73	31	82	28	25	52,5	900	17,00 + Z x 0,04254
100	55	120	40	300	155	85	60	57	54	27x2	73	31	82	28	25	52,5	1100	17,20 + Z x 0,04580
110	55	130	45	345	185	95	65	67	57	27x2	78	38	87	32	30	60	950	23,60 + Z x 0,04824
110	63	130	45	345	185	95	65	67	57	27x2	78	38	87	32	30	60	1100	23,90 + Z x 0,05406
125	63	145	50	417	242	105	70	70	62	33x2	95	50	94,5	30	35	62,5	1000	36,60 + Z x 0,05700
125	70	145	50	417	242	105	70	70	62	33x2	95	50	94,5	30	35	62,5	1350	37,60 + Z x 0,06300
140	70	160	60	457	252	115	90	78	80	33x2	95	61	102	44	40	80	1000	51,90 + Z x 0,06700
140	80	160	60	457	252	115	90	78	80	33x2	95	61	102	44	40	80	1150	52,90 + Z x 0,07600
160	80	180	70	510	280	130	100	87	85	33x2	105	68	112	49	45	90	1150	72,80 + Z x 0,08100
160	90	180	70	510	280	130	100	87	85	33x2	105	68	112	49	45	90	1500	74,20 + Z x 0,09200
180	90	210	90	547	262	155	130	113	113	42x2	100	75	130	60	55	110	1300	101,90 + Z x 0,12200
180	100	210	90	547	262	155	130	113	113	42x2	100	75	130	60	55	110	1700	107,50 + Z x 0,13400
200	100	240	100	602	302	160	140	123	123	42x2	120	85	145	70	60	120	1500	146,30 + Z x 0,17100
200	110	245	100	602	302	160	140	123	123	42x2	120	85	145	70	60	120	1850	147,80 + Z x 0,18400

Příloha B

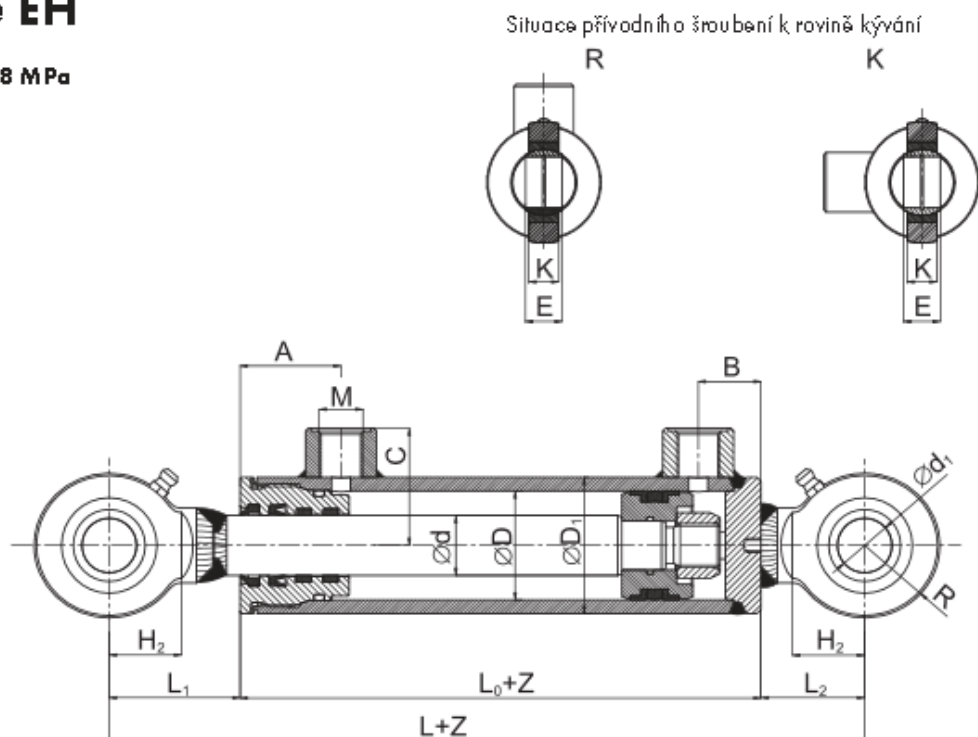
Euler - případ 2



Příloha C

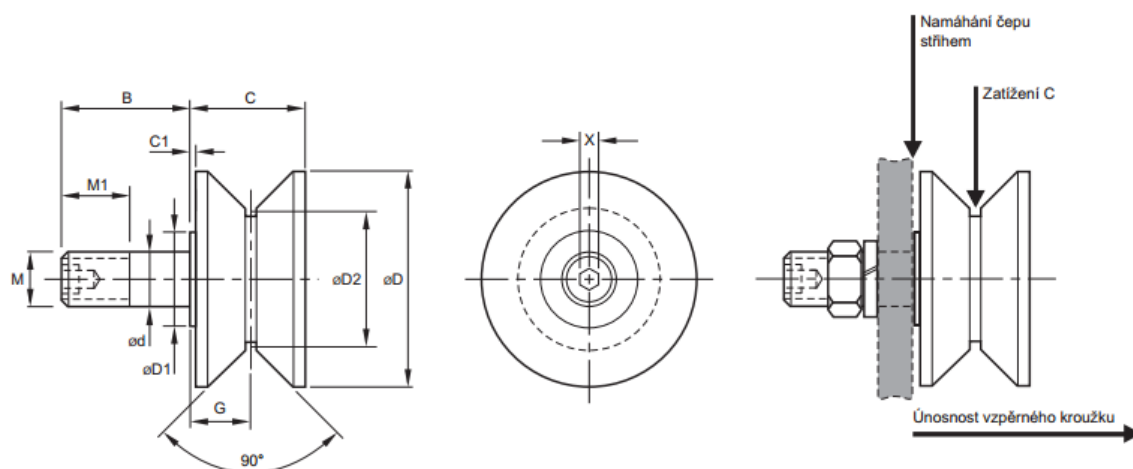
Série EH

pro P_{max} 18 MPa



$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	L_0	L_1	L_2	H_2	M	A	B	C	R	K	E	Maximální doporučené zdvíhy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
40	22	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	280	1,73 + Z x 0,00900
40	25	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	380	1,75 + Z x 0,01000
40	28	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	480	1,77 + Z x 0,01080
50	25	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	280	2,93 + Z x 0,01080
50	28	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	380	2,95 + Z x 0,01160
50	32	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	500	2,95 + Z x 0,01310
63	32	73	25	224	199	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	370	4,11 + Z x 0,01651
63	36	73	25	224	199	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	500	4,12 + Z x 0,01821
63	40	73	25	224	199	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	650	4,29 + Z x 0,01821
70	36	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	430	5,93 + Z x 0,02200
70	40	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	550	5,93 + Z x 0,02380
70	45	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	730	5,94 + Z x 0,02630
80	40	92	30	264	145	68	51	36,5	22x1,5	55	31	64	36,5	19	22	450	7,57 + Z x 0,02600
80	45	92	30	264	145	68	51	36,5	22x1,5	55	31	64	36,5	19	22	600	7,59 + Z x 0,02850
80	50	92	30	264	145	68	51	36,5	22x1,5	55	31	64	36,5	19	22	700	7,60 + Z x 0,03140
90	45	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	500	10,12 + Z x 0,03050
90	50	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	650	10,13 + Z x 0,03340
90	55	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	850	10,16 + Z x 0,03660
90	63	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	1150	10,18 + Z x 0,04250
100	50	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	550	14,59 + Z x 0,04250
100	55	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	700	14,62 + Z x 0,04570
100	63	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	1000	14,59 + Z x 0,05160
100	70	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	1250	14,68 + Z x 0,05730
110	55	125	45	364	190	97	77	51	22x1,5	77	43	84,5	51	27	32	630	18,87 + Z x 0,04820
110	63	125	45	364	190	97	77	51	22x1,5	77	43	84,5	51	27	32	850	18,90 + Z x 0,05410
110	70	125	45	364	190	97	77	51	22x1,5	77	43	84,5	51	27	32	1100	18,93 + Z x 0,05980

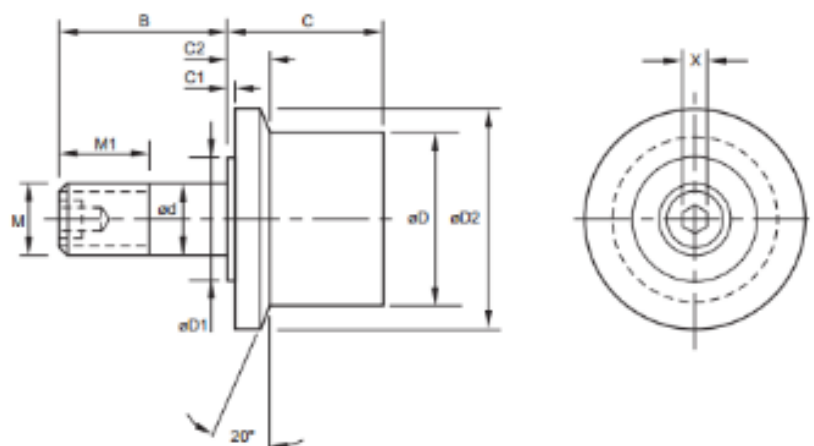
Příloha D



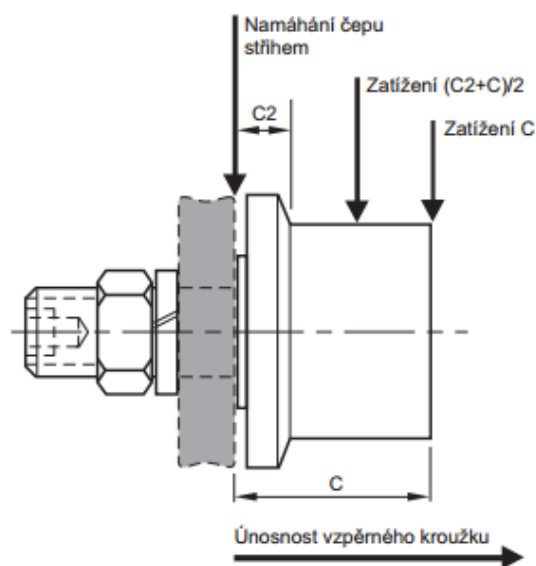
Označení	Rozměry [mm]												Hmot. [kg]
	øD	ød ^{+0,00 -0,02}	øD1	øD2	C	C1	G	B	M	M1	X	Vrtání pro čep rolny ^{+0,02 ø-0,00}	
HPV 26	40	10	13,1	26	20,0	0,8	10,0	23,0	M10 × 1,0	13,0	4	10,02	0,23
HPV 32	50	12	15,9	32	22,0	0,8	11,0	25,0	M12 × 1,5	14,0	4	12,02	0,26
HPV 40	60	14	18,0	40	33,0	1,6	17,0	40,0	M14 × 2,0	26,0	8	14,02	0,44
HPV 62	90	24	32,0	62	44,5	1,6	23,0	57,9	M24 × 3,0	34,9	8	24,02	1,48
HPV 62-1	90	24	32,0	62	44,5	1,6	23,0	49,5	M24 × 1,5	25,0	8	24,02	1,45
HPV 76	120	30	44,5	76	50,5	1,6	26,0	70,0	M30 × 3,5	40,0	12	30,02	2,69
HPV 100	140	30	44,5	100	50,5	1,6	26,0	80,0	M30 × 3,5	50,0	12	30,02	4,11
HPV 100-1	140	30	44,5	100	50,5	1,6	26,0	69,5	M30 × 3,5	40,0	12	30,02	4,05
HPV 125	165	48	82,5	125	76,0	1,6	37,8	105,0	M48 × 5,0	60,0	12	48,02	9,92

Označení	Únosnost [N]								
	Radiální zatížení rolny			Axiální zatížení rolny			Únosnost čepu		Únosnost vzpěrného kroužku [N]
	3000 hod. L ₁₀ při 100 ot./min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot./min	Max. radiální zatížení, statické	3000 hod. L ₁₀ při 100 ot./min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot./min	Max. axiální zatížení, statické	V ohybu = 0,75 Sy	Ve stříhu	
							Zatížení C		
HPV 26	1060	2790	1000	650	1720	1350	2020	8700	2090
HPV 32	2290	6000	2680	1410	3700	1950	3950	14400	2090
HPV 40	4670	12200	4900	2890	7560	2650	7030	34870	2090
HPV 62	8800	23100	10100	5400	14200	6850	17130	64850	5960
HPV 62-1	8800	23100	10100	5400	14200	6850	17130	64850	5960
HPV 76	26700	63500	89000	10800	25700	53400	45930	160520	
HPV 100	26700	63500	89000	10800	25700	53400	45930	160520	
HPV 100-1	26700	63500	89000	10800	25700	53400	45930	160520	
HPV 125	62200	148100	168800	24600	58500	144600	130590	291230	

Příloha E



Označení	Rozměry [mm]												Hmot. [kg]
	eD	eD	eD1	eD2	C	C1	C2	B	M	M1	X	$+0,01$ $-0,00$ Vrtání pro čep roviny	
HPJ 26	26	10	13,1	35	20,0	0,8	5,0	23,0	M10 × 1,0	13	4	10,02	0,11
HPJ 30	30	12	15,9	40	20,0	0,8	5,0	25,0	M12 × 1,5	14	4	12,02	0,14
HPJ 32	32	12	15,9	42	22,0	0,8	5,0	25,0	M12 × 1,5	14	4	12,02	0,17
HPJ 35	35	16	19,1	46	22,0	0,8	5,0	32,5	M16 × 1,5	18	8	16,02	0,20
HPJ 40	40	14	18,0	54	30,0	1,6	8,8	40,0	M14 × 2,0	26	8	14,02	0,33
HPJ 40-1	40	18	22,0	54	27,6	1,6	7,8	36,5	M18 × 1,5	19	8	18,02	0,24
HPJ 47	47	20	25,5	61	27,6	1,6	7,8	40,5	M20 × 1,5	21	8	20,02	0,47
HPJ 50	50	16	23,0	68	40,0	1,6	14,0	50,0	M16 × 2,0	35	8	16,02	0,70
HPJ 52	52	20	25,5	66	33,6	1,6	10,8	40,5	M20 × 1,5	21	8	20,02	0,83
HPJ 62	62	24	32,0	78	44,0	1,6	14,0	58,0	M24 × 3,0	35	8	24,02	1,21
HPJ 62-2	62	24	32,0	78	44,0	1,6	14,0	49,5	M24 × 1,5	25	8	24,02	1,21
HPJ 72	72	24	32,0	90	44,0	1,6	14,0	49,5	M24 × 1,5	25	8	24,02	1,28
HPJ 76	76	30	44,5	98	52,0	1,6	14,0	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	2,17
HPJ 80	80	30	44,5	102	52,0	1,6	14,0	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	2,41
HPJ 85	85	30	44,5	107	52,0	1,6	14,0	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	2,75
HPJ 90	90	30	44,5	112	52,0	1,6	14,0	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	2,98
HPJ 100	100	30	44,5	125	52,0	1,6	14,0	80,0	M30 × 3,5	50	12	30,02	3,70
HPJ 100-1	100	30	44,5	125	52,0	1,6	14,0	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	3,52
HPJ 125	125	48	82,5	148	76,0	1,6	18,0	105,0	M48 × 5,0	60	12	48,02	8,86
HPJ 150	150	64	82,5	173	76	1,6	18,3	140,0	M64 × 6,0	82	12	64,02	13,07
HPJ 200	200	64	82,5	223	76	1,6	18,3	140,0	M64 × 6,0	82	12	64,02	20,37

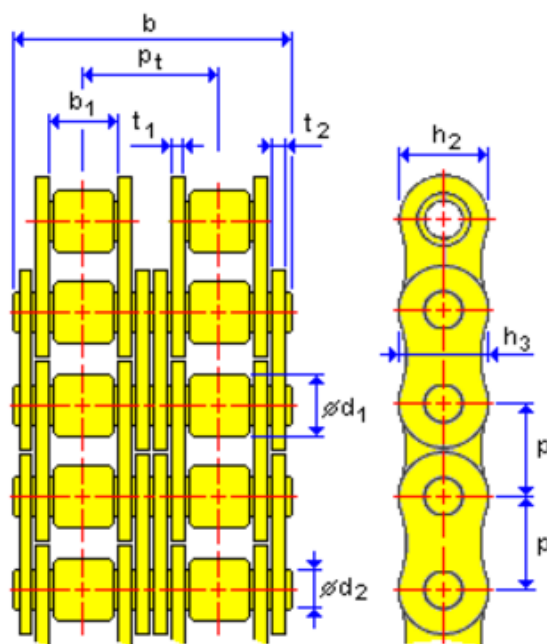


Únosnost [N]									
Radiální zatížení rolny			Axiální zatížení rolny			Únosnost čepu			Únosnost vzpěrného kroužku [N]
3000 hod. L ₁₀ při 100 ot./min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot./min	Max. radiální zatížení, statické	3000 hod. L ₁₀ při 100 ot./min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot./min	Max. axiální zatížení, statické	V ohybu = 0,75 Sy		Ve stříhu	
						Zatížení (C2+C)/2	Zatížení C		
1060	2790	1000	650	1720	1350	1560	900	8700	2090
1060	2790	1000	650	1720	1350	1560	900	8700	2090
2290	6000	2680	1410	3700	1950	2950	1670	14400	2090
2290	6000	2680	1410	3700	1950	2950	1670	14400	2090
4670	12200	4900	2890	7560	2650	5000	3320	25470	2090
4670	12200	4900	2890	7560	2650	5000	3320	25470	2090
4670	12200	4900	2890	7560	2650	5000	3320	25470	2090
6450	17000	7200	4030	10600	3050	6860	5000	45760	4050
6450	17000	7200	4030	10600	3050	11110	7810	51750	4050
8800	23100	10100	5400	14200	6850	12280	8740	64850	5960
8800	23100	10100	5400	14200	6850	12280	8740	64850	5960
20330	48400	33950	7520	17840	20330	20820	15250	101860	
26700	63600	89000	10800	25700	53400	37000	25880	160520	
26700	63600	89000	10800	25700	53400	37000	25880	160520	
26700	63600	89000	10800	25700	53400	37000	25880	160520	
26700	63600	89000	10800	25700	53400	37000	25880	160520	
26700	63600	89000	10800	25700	53400	37000	25880	160520	
26700	63600	89000	10800	25700	53400	37000	25880	160520	
62200	148100	230800	24600	58500	144600	105750	69000	411800	
67000	159000	251000	26500	63000	147000	247430	160830	720500	
67000	159000	251000	26500	63000	147000	247430	160830	720500	

Příloha F

▣ Vlastnosti řetězu

Řetěz : ISO 606:2004 - Přesné válečkové řetězy pro převody s krátkou roztečí (EU)		
Označení velikosti řetězu	20B-1-138	
Rozteč	p	31,750 mm
Počet článků řetězu	X	138,000 ul
Počet řad	k	1,000 ul
Minimální vnitřní šířka	b ₁	19,560 mm
Max. průměr válečku nebo pouzdra	d ₁	19,050 mm
Maximální průměr čepu	d ₂	10,190 mm
Max. výška vnitřního článku	h ₂	26,420 mm
Max. výška vnějšího nebo středového článku	h ₃	26,420 mm
Maximální délka čepu řetězu	b	43,200 mm
Maximální tloušťka vnitřního článku	t ₁	4,500 mm
Maximální tloušťka vnějšího nebo středového článku	t ₂	3,500 mm
Nosná plocha řetězu	A	296,000 mm ²
Pevnost při přetržení	F _u	89000,000 N
Měrná hmotnost řetězu	m	3,600 kg/m
Součinitel provedení řetězu	φ	1,000 ul



▣ Pracovní podmínky

Výkon	P	0,366 kW
Krouticí moment	T	291,000 N m
Otáčky	n	12,000 rpm
Účinnost	η	0,980 ul
Požadovaná životnost	L_h	15000,000 hr
Maximální prodloužení řetězu	ΔL_{max}	0,030 ul
Prostředí	Znečištěné	
Mazání	Ruční	

▣ Součinitele pro korigování výkonu

Činitel rázu	Y	2,000 ul
Provozní součinitel	f_1	1,370 ul
Součinitel velikosti kola	f_2	1,000 ul
Součinitel řad	f_3	1,000 ul
Součinitel mazání	f_4	1,000 ul
Součinitel vzdálenosti os	f_5	0,946 ul
Součinitel převodu	f_6	1,200 ul
Součinitel životnosti	f_7	1,000 ul

▣ Výsledky

Rychlost řetězu	v	0,109 mps
Obvodová síla	F_p	3368,259 N
Odstředivá síla	F_c	0,042 N
Maximální zatížení ve větvi řetězu	F_{Tmax}	3368,301 N
Statický součinitel bezpečnosti	$S_S > S_{Smin}$	26,423 ul > 7,000 ul
Dynamický součinitel bezpečnosti	$S_D > S_{Dmin}$	13,211 ul > 5,000 ul
Tlak v kloubu řetězu	$p_B < p_0 * \lambda$	11,379 MPa
Dovolený tlak v kloubu řetězu	p_0	31,663 MPa
Součinitel tření	λ	0,643 ul
Diagramový výkon	$P_D < P_R$	0,568 kW
Jmenovitý výkon řetězu	P_R	1,127 kW
Životnost řetězu pro zadané prodloužení	$t_h > L_h$	745258 hr
Životnost článků řetězu	$t_{hL} > L_h$	2777778 hr
Životnost válečku a pouzdra	$t_{hr} > L_h$	2777778 hr

▣ Souhrn hlášení

19:02:50 Výpočet: Doporučené mazání: Ruční mazání

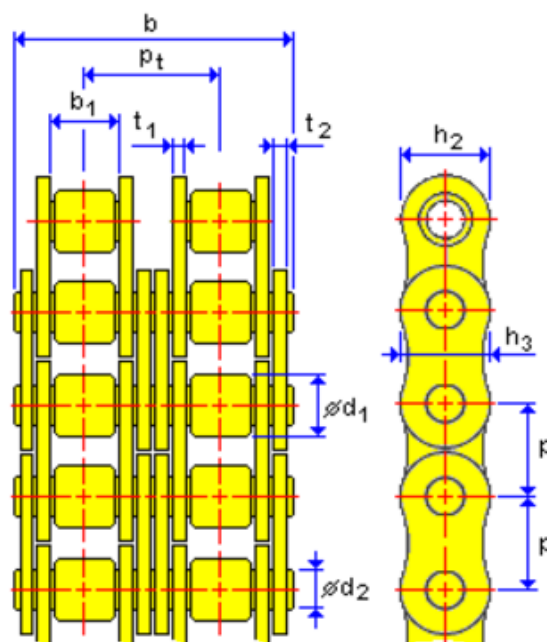
19:02:50 Výpočet: Maximální jmenovitý výkon řetězu je omezen únavou destiček článků.

19:02:50 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Příloha G

▣ Vlastnosti řetězu

Řetěz : ISO 606:2004 - Přesné válečkové řetězy pro převody s krátkou roztečí (EU)		
Označení velikosti řetězu	08B-1-104	
Rozteč	p	12,700 mm
Počet článků řetězu	X	104,000 ul
Počet řad	k	1,000 ul
Minimální vnitřní šířka	b_1	7,750 mm
Max. průměr válečku nebo pouzdra	d_1	8,510 mm
Maximální průměr čepu	d_2	4,450 mm
Max. výška vnitřního článku	h_2	11,810 mm
Max. výška vnějšího nebo středového článku	h_3	10,920 mm
Maximální délka čepu řetězu	b	17,000 mm
Maximální tloušťka vnitřního článku	t_1	1,500 mm
Maximální tloušťka vnějšího nebo středového článku	t_2	1,500 mm
Nosná plocha řetězu	A	50,000 mm ²
Pevnost při přetržení	F_u	17800,000 N
Měrná hmotnost řetězu	m	0,700 kg/m
Součinitel provedení řetězu	φ	1,000 ul



▣ Pracovní podmínky

Výkon	P	0,238 kW
Krouticí moment	T	20,292 N m
Otáčky	n	112,000 rpm
Účinnost	η	0,980 ul
Požadovaná životnost	L_h	15000,000 hr
Maximální prodloužení řetězu	ΔL_{max}	0,030 ul
Prostředí	Čistě	
Mazání	Ruční	

▣ Součinitele pro korigování výkonu

Činitel rázu	Y	1,000 ul
Provozní součinitel	f_1	1,000 ul
Součinitel velikosti kola	f_2	1,000 ul
Součinitel řad	f_3	1,000 ul
Součinitel mazání	f_4	1,000 ul
Součinitel vzdálenosti os	f_5	1,059 ul
Součinitel převodu	f_6	1,200 ul
Součinitel životnosti	f_7	1,000 ul

▣ Výsledky

Rychlost řetězu	v	0,500 mps
Obvodová síla	F_p	476,284 N
Odstředivá síla	F_c	0,175 N
Maximální zatížení ve větvi řetězu	F_{Tmax}	476,459 N
Statický součinitel bezpečnosti	$S_S > S_{Smin}$	37,359 ul > 7,000 ul
Dynamický součinitel bezpečnosti	$S_D > S_{Dmin}$	37,359 ul > 5,000 ul
Tlak v kloubu řetězu	$p_B < p_0 * \lambda$	9,529 MPa
Dovolený tlak v kloubu řetězu	p_0	29,042 MPa
Součinitel tření	λ	0,787 ul
Diagramový výkon	$P_D < P_R$	0,302 kW
Jmenovitý výkon řetězu	P_R	0,725 kW
Životnost řetězu pro zadané prodloužení	$t_h > L_h$	516782 hr
Životnost článků řetězu	$t_{hL} > L_h$	2777778 hr
Životnost válečku a pouzdra	$t_{hr} > L_h$	2696067 hr

▣ Souhrn hlášení

19:12:48 Výpočet: Doporučené mazání: Ruční mazání

19:12:48 Výpočet: Maximální jmenovitý výkon řetězu je omezen únavou destiček článků.

19:12:48 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!